

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Vyhodnocování provozu realizovaných náporových turbín

Evaluation of the Operation Carried Ramjet Turbine

Student: Ladislava Lipinová

Vedoucí: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Ladislava Lipinová**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **3907R009 Provoz energetických zařízení**
Téma: **Vyhodnocení provozu realizovaných náporových turbín**
Evaluation of the Operation Carried Ramjet Turbine

Zásady pro vypracování:

V posledních letech se v energetických obchodních společnostech realizovaly tzv. náporové turbíny instalované společností GWRD s.r.o.

Jedná se o aplikaci radiální turbíny s rotujícím drátěným kartáčem či se systémem drátů, na které z trysek umístěných na obvodu pláště turbíny proudí pára nebo vzdušina, která po spirále přechází do středu rotujícího kotouče, odkud turbínu opouští.

V bakalářské práci proveďte rešeršní činnost detekující současný stav těchto turbín, rozsah použitých vstupních medií, včetně teplot a tlaků a výstupních parametrů těchto medií.

Naznačte způsob stanovení kvality transformace energie v těchto strojích.

Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Skripta ČVUT, 1984.

ŠČEGLAJEV, A.V.: Parní turbíny, 1. a 2. svazek. SNTL Praha 1983.


BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18. 5. 2015




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byla jsem seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Ladislava Lipinová

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Milíře 312, Václavovice 739 34

Anotace bakalářské práce

LIPINOVÁ, L. *Vyhodnocování provozu realizovaných náporových turbín: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Energetiky, 2015, 60s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Bakalářská práce se zabývá současným stavem náporových turbín. Obsah práce se dá rozdělit na část teoretickou a část výpočtovou. Teoretická část obsahuje úvod do historie parní turbíny, podrobně se věnuje popisem konstrukce náporové turbíny včetně jejího vývoje. Dále popisuje princip náporové turbíny a transformaci energie uvnitř turbíny, pro ilustraci je uveden i popis transformace energie v lopatkové turbíně. V závěru teoretické části jsou rozebrána používána média pro náporovou turbínu a také možné využití dalších médií. Ve výpočtové části se práce postupně zabývá parním výpočtem dýzy, stanovením silových poměrů na náporový prvek a výkonem turbínového kola. V závěru práce je obsáhlá analýza dat z provozu dvou instalovaných turbín ve Veolia Karviná a Continental Púchov.

Klíčová slova: Náporová turbína, parní turbína, transformace energie.

Annotation of bachelor thesis

LIPINOVÁ, L. *Evaluation of the Operation Carried Ramjet Turbine: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power engineering, 2015, 60p. Thesis head: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This bachelor thesis address the topic of the current condition of ramjet turbines. The thesis can be divided into two parts, the theoretical part and calculations. The theoretical part consist of a brief history of steam turbine. The design of the ramjet turbine and its development is described more in detail. The further work includes description of the functioning principle of the ramjet turbine and the energy conversion processes in turbine. For better illustration the functioning principle of blade turbine is provided. The current used media and the potential future media are presented in the end of the theoretical part. The calculation includes the nozzle calculation, the calculation of the force effect on the ram element and the calculation of the power of turbine respectively. The last part analyses the measured data obtained from the companies Veolia Karvina and Continental Púchov, where the ramjet turbines are installed.

Keywords: Ramjet turbine, steam turbine, energy transformation

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi CSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

Dále děkuji za poskytnutí firemních a provozních materiálů firmě GWRD s.r.o. Frýdek-Místek.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	9
Úvod.....	10
1. Historie parních turbíny	11
2. Náporová turbína	12
2.1 Sestava náporové turbíny	12
2.2 Turbínové těleso	13
2.3 Náporový prvek.....	13
3. Princip náporové turbíny	15
4. Termodynamické procesy v lopatkové turbíně.....	16
5. Transformace energie v náporové turbíně	17
6. Média	19
7. Parní výpočet dýzy.....	20
7.1 Zadání výpočtu.....	20
7.2 Výpočet (pro první stupeň turbíny).....	21
8. Stanovení silových poměrů.....	26
9. Výkon turbínového kola parní turbíny.....	31
10. Analýza měření Veolia Karviná	33
10.1 Veolia Karviná	33
10.2 Technické parametry stroje	33
10.3 Měření	34
10.4 Hodnotící parametry.....	35
10.5 Výsledky Veolia Karviná.....	37
10.6 Výkonová charakteristika Veolia Karviná	38
11. Analýza Continetal Púchov	40
11.1 Technické parametry stroje	40
11.2 Výsledky Continental Púchov	41
11.3 Výkonová charakteristika Continental Púchov	41
11.4 Srovnání měření	43
12. Provoz turbíny - Boral Austrálie.....	44

13. Instalované turbíny	47
Závěr	49
Seznam použité literatury:	50
Přílohy:.....	52
Seznam tabulek	59
Seznam obrázků	59
Seznam grafů	60
Seznam příloh	60

Seznam zkratek a symbolů

a	Lokální rychlost zvuku	$[m.s^{-1}]$
c	Absolutní rychlost	$[m.s^{-1}]$
c_m	Měrná spotřeba páry	$[kg.kW^{-1}]$
c_q	Měrná spotřeba tepla	$[kW_t.kW_e^{-1}]$
C _x	Součinitel odporu profilu	[1]
h _i	Entalpie	$[J.Kg^{-1}]$
I	Impuls síly	[N]
Ma	Machovo číslo	[1]
P	Výkon	[kW]
p	Tlak	[Pa]
q	Průtok	$[kg.s^{-1}]$
r	Měrná plynová konstanta	$[J.K^{-1}.mol^{-1}]$
S	Plocha	$[m^2]$
T	Teplota	$[^{\circ}C]$
u	Obvodová rychlost	$[m.s^{-1}]$
v	Měrný objem	$[m^3.kg^{-1}]$
w	Rychlost	$[m.s^{-1}]$
κ	Poissinův poměr	[1]
ρ	Měrná hmotnost vzdušnin	$[kg.m^{-3}]$
η	Účinnost	[%]
ω	Otáčky	$[ot.s^{-1}]$
ω	Měrný výkon	$[kW.kg]$

ČVUT	České vysoké učení technické
EES	Engineering Equation Solver

Indexy

abs.	Tlak absolutní
d	Dýza
t	Tryska
ize	Při izoentropické změně
max	Maximální
por	Porovnávací
rel.	Tlak relativní
*	Kritický stav v dynamice plynů.
0	Klidový stav
1-2	Při změně
I	Před rázovou vlnou
II	Za rázovou vlnou

Tyto symboly a zkratky jsou platné, pokud není v textu uvedeno odlišně.

Úvod

S rostoucí populací a poptávkou po energii se zvyšují požadavky na dodávku technologie výroby elektrické energie s vyšší účinností při výrobě elektrické energie. V současnosti se v energetice prosazuje takzvaná decentralizace výroby elektřiny, která se snaží částečně převést výrobu elektřiny na menší lokální zdroje.

Zajímavým doplňkem do současného portfolia výroby elektřiny mohou být takzvané náporové turbíny. U těchto turbín jsou lopatky turbíny nahrazeny náporovými prvky. S první náporovou turbínou přišla firma GWRD s.r.o. v roce 2008 a od té doby bylo již instalováno 13 turbín s výkonem do 200 kW. Mezi výhody této technologie patří výrobní jednoduchost turbíny a možnost použití turbíny pro výrobu elektrické energie i z páry, která má nekvalitní či velmi kolísavé parametry tlaku a teploty.

Cílem této bakalářské práce je popsat základní princip náporové turbíny, popis jejího současného využití, analýza účinnosti a možnosti budoucího využití turbíny. Principem náporové turbíny se zabývá první část, ve které je uveden popis konstrukce a jednotlivých částí. Následuje popis termodynamických procesů probíháních v náporové turbíně. Je zde naznačen způsob transformace energie v turbíně a výpočet síly působící na náporový prvek.

Pro měřicí část byly použity data ze dvou instalovaných turbín. Každá turbína funguje v rámci odlišných technologických procesů (teplárna, výroba pneumatik). Turbíny jsou analyzovány na základě vstupních a výstupních parametrů poskytnutých z velinů jednotlivých společností. Součástí práce je analýza transformace energie těchto dvou turbín a jejich účinnost.

V poslední části se práce zabývá možností využití turbíny za nekonstantního provozu. K tomuto problému je pro ilustraci přidám příklad z provozované turbíny, která tuto možnost využívá.

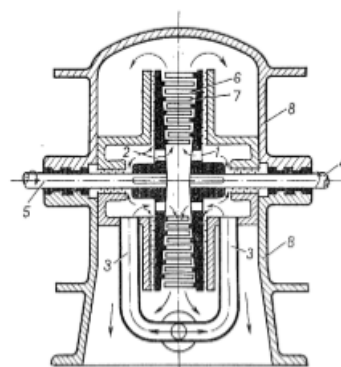
1. Historie parní turbíny

Parní turbínu lze charakterizovat jako energetické zařízení, které transformuje entalpii páry na mechanickou energii hřídele turbíny. První zmínky využívání páry pochází z 1. stol. př. n. l., kdy Herón Alexandrijský postavil zařízení, které využívalo páru k rotaci malé koule. Tehdy model sloužil jako hračka a o dalším vývoji vynálezu se neuvažovalo. V 17. století se parním strojem zabýval i vynálezce tlakového hrnce Denis Papine. Použil pro něj píst, který byl zvedán při zahřívání páry. Při ochlazování pára zkondenzovala, zmenšila svůj objem a píst klesal. Postavil tak první model nízkotlakého parního stroje, který se používal pro čerpání vody, nicméně se vynález potýkal s řadou problémů. Na jeho práci navázal Thomas Savery, který si nechal patentovat jednoduchý parní stroj, na odčerpávání vody z dolů. Nejslavnějším inovátorem se stal James Watt, který přišel s několika zlepšeními stroje. Páru ochlazoval ve speciálním kondenzačním zařízení namísto válce. Přidal i klikový mechanismus, setrvačnick a začal využívat obou zdvihů ve válci. Tím vytvořil dvojčinný parní stroj.

Jeden z prvních inovátorů parní turbíny se považuje Angličan Sir Charles Parson, který v roce 1884 sestrojil přetlakovou turbínu. Parsonův první model turbíny byl připojen k dynamu a vyráběl 7.5 kW elektřiny. Jeho stroj byl konstruován jako dvouproudová přetlaková vícestupňová parní turbína, kde docházelo k expanzi jak v rozváděcích lopatkách, tak i částečně v lopatkách oběžného kola.

Rozmach parních turbín začal po roce 1900, kdy v Paříži proběhla světová výstava, na které bylo představeno několik typů parních turbín. Turbíny pak začaly rychle nahrazovat parní stroje a to především pro své menší rozměry, možnosti využití i pro vysoké tlaky a teploty páry a pro možnost realizace stroje s velkým výkonem.

S první radiální turbínou přišli v roce 1894 bratři Ljungströmovy. V radiální turbíně proudí pára kolmo na osu hřídele, všechny turbíny vynalezené do té doby byla axiální. U radiálních turbín proudí pára pouze jednou zevnitř navenek; obě kola se otáčejí naproti sobě v opačném smyslu. Spád zpracovaný dvěma po sobě následujícími věnci lopatek při stejných úhlech a obvodových rychlostech je vlivem zdvojnásobení relativní rychlosti tak velký, jako bývá jinak u ve čtyřech oběžných věncích, tedy v osmi řadách lopatek. U těchto radiálních turbín je možné prakticky jen přetlakové lopatkování. U radiální turbíny je pouze jeden rotor a pára proudí jak z obvodu ke středu, tak ze středu k obvodu. Zde se dá uspořádat několik takových kol vedle sebe a směr proudu páry se několikrát obrátí.



Obrázek 1: Radiální protiběžná turbína bratrů Ljungströmů.
Zdroj: [5]

[1], [2], [3], [4], [5]

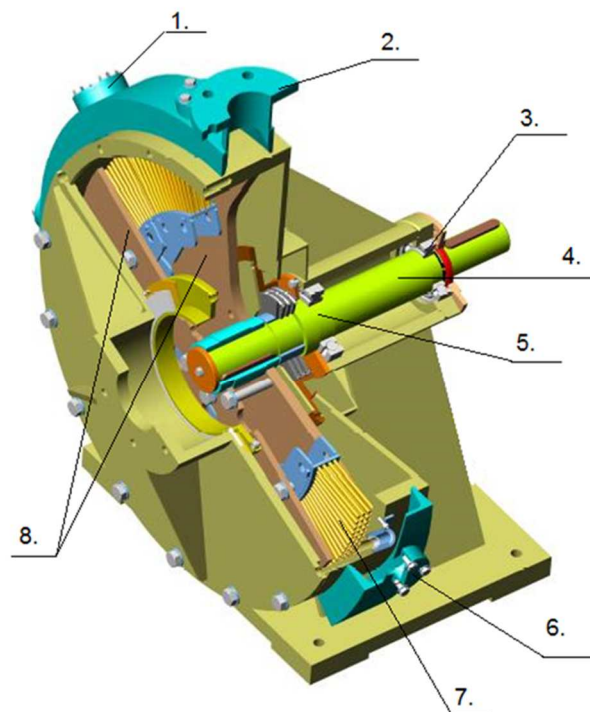
2. Náporová turbína

Náporová turbína je radiální turbína s přívodem energie na obvod kola. Lopatky turbíny jsou nahrazeny segmenty prvků. Za vývojem a výrobou těchto turbín stojí firma GWRD s.r.o., která dodává turbíny o výkonech 100 kW-200 kW.

2.1 Sestava náporové turbíny

Sestava náporové turbíny je zřejmá z obr. 1.

1. Otvory pro přístup k tryskám a jejich kontrolu, montáž a demontáž
2. Příruba pro vstup páry
3. Valivé uložení na kuličkovém ložisku a těsnění proti úniku oleje
4. Hřídel
5. Uložení hřídele na válečkovém ložisku a těsnění proti průnikům páry
6. Lavalovy trysky s výstupním obdélníkovým průřezem
7. Náporové prvky
8. Boční stěny turbíny



Obrázek 2: Sestava náporové turbíny. Zdroj: [6]

Na hřídeli je uloženo turbínové těleso, které se skládá ze dvou disků. Mezi disky jsou uloženy segmenty obsahující náporové prvky. Hřídel je dále přímo spojená spojkou s generátorem. Toto přímé spojení bez převodu snižuje výrobní náklady a provozní údržbu stroje. Turbína je dimenzovaná na provoz při obvodové rychlosti 3000 otáček za minutu (frekvence 50 Hz), což je obvodová rychlost nutná k dosažení vysoké účinnosti. [6]

2.2 Turbínové těleso

Pára je dodávána z přívodního potrubí (např. z kotle nebo ze středního odběru turbíny) na obvod turbíny, kde je pak pára pomocí trysek tečně přiváděna na náporové prvky. Entalpie páry před tryskou se částečně transformuje na kinetickou rychlost za tryskou. Následně pára předá svou hybnost jednotlivým náporovým prvkům. Pára pak pokračuje po spirále do středu turbíny, odkud je vedena pryč z turbínového kola. [6]

2.3 Náporový prvek

Základem náporové turbíny je náporový prvek, což je předmět obtékáný energetickým médiem např. ve tvaru válce. Protože jde o co nejvyšší účinnost tohoto procesu, je požadováno, aby náporová síla byla pokud možno rovnoběžná s dráhou náporového prvku. Náporový prvek je obtékán médiem, a proto musí mít co největší součinitel odporu c_x při minimálním povrchovém tření vzdušiny o povrch náporového prvku. Z různých energetických charakteristik různých profilů tomuto zadání nejlépe vyhovuje osově souměrný profil větší tloušťky. Pro potřeby praxe alespoň z počátku nebylo možné vyrábět aerodynamicky tvarované náporové prvky. Z těchto důvodů byly jako náporové prvky zvoleny válce větší délky a malého průměru, tedy většinou dráty např. průměr 3,2 mm. Z těchto prvků byly sestaveny segmenty viz. obr. 3 a tyto segmenty byly poté zašroubovány do turbínového kola. [6]



Obrázek 3: Segmenty s náporovými prvky. Zdroj: [6]

Na obrázcích 4 a 5 je vidět turbína instalovaná ve společnosti Veolia Karviná rozmontovaná po 5 letém provozu. Na obrázcích je vidět, že nedošlo k žádnému opotřebení drátěných prvků. [6]



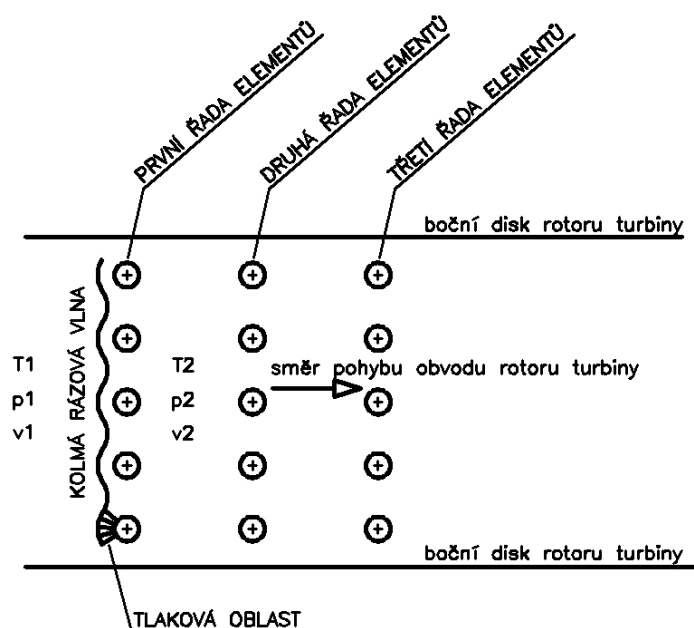
*Obrázek 4: Turbína po pěti letém provozu.
Zdroj: [6]*



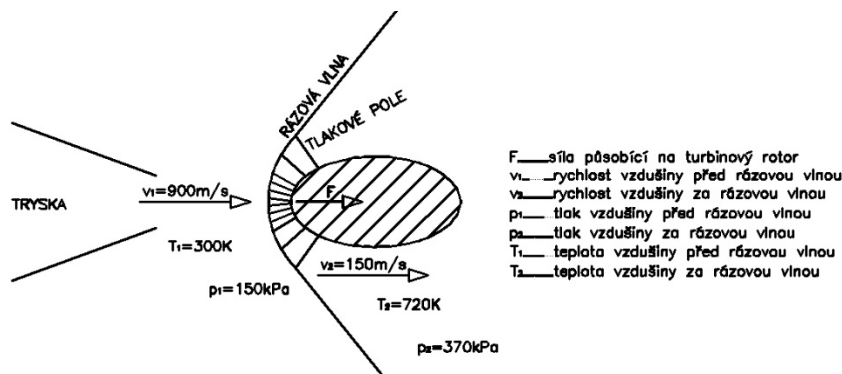
*Obrázek 5: Prvky turbíny po pěti letém provozu.
Zdroj: [6]*

3. Princip náporové turbíny

Principem turbíny je že, pára v trysce zvýší svou rychlost transformací entalpie. Následně médium se zvýšenou kinetickou energií vytváří náporový tlak na prvky rotující turbíny. Turbína může pracovat dvěma způsoby v závislosti na kritickém tlakovém poměru. Kritický tlakový poměr je poměr tlaku p_2 za tryskou a tlaku p_1 před tryskou. Je-li poměr mezi tlaky větší než kritický tlakový poměr, pak je výtoková rychlost z trysky podzvuková - menší než 300 m.s^{-1} pro médium vzduch. Při poměru výstupního a vstupního tlaku menšího než kritický tlakový poměr je výtoková rychlost větší než rychlost zvuku 330 m.s^{-1} . V tomto případě se jedná o proudění nadzvukové, které se vyznačuje tvorbou rázových vln. Pára vytéká z trysky a naráží na náporový prvek a vytváří před ním rázovou vlnu. Tato rázová vlna svými silovými tlakovými a teplotními účinky způsobuje otáčení kola turbíny. Vlivem rázové vlny se odpařují kapičky, které přes ní procházejí a tímto se eliminuje poškození na náporových prvcích. Tvar rázové vlny je zřejmý z obrázku č. 7 (pro kolmou rázovou vlnu). [6], [7]



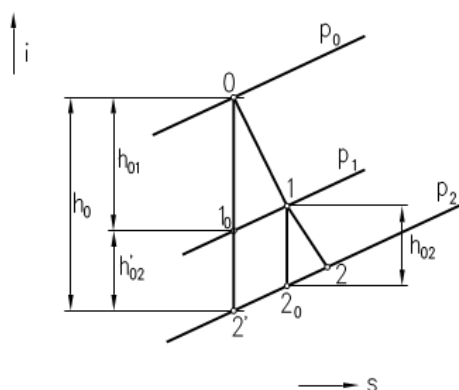
Obrázek 6: Rázová vlna působící na řadu náporových prvků. Zdroj: [7]



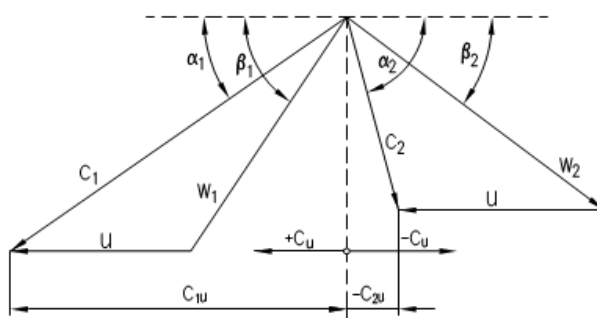
Obrázek 7: Rázová vlna. Zdroj: [7]

4. Termodynamické procesy v lopatkové turbíně

V lopatkové turbíně probíhá transformace energie během adiabatické expanze plynu. Expanze páry probíhá v rozváděcích lopátkách a během expanze probíhá transformace entalpie na kinetickou energii. Parní turbíny jsou převážně mnohostupňové s několika stupni řazenými za sebou. Každý stupeň má rozváděcí ústrojí a oběžné rotující ústrojí, v němž pára při průtoku vyvozuje moment vůči hřídeli. Pro ilustraci procesu bude popsán pouze jeden stupeň turbíny. Do rozváděcího kola je přivedená pára rychlostí c' , která při expanzi páry z tlaku p_0 na p_1 vzroste na rychlost c_1 , jejíž směr je dán tvarem rozváděcích lopatek. Tato rychlost je absolutní vtoková rychlost páry do oběžného kola. Vektorovým odečtením obvodové rychlosti u se zjistí relativní vstupní rychlost w_1 do oběžného kola. Expanzní páry z tlaku p_1 na p_2 se zvětší obecně z rychlosti w_1 na w_2 , s níž pára vytéká z oběžných lopatek. Vektorovým přičtením obvodové rychlosti u dostaneme absolutní výstupní rychlost c_2 páry z oběžných lopatek. [8], [9]

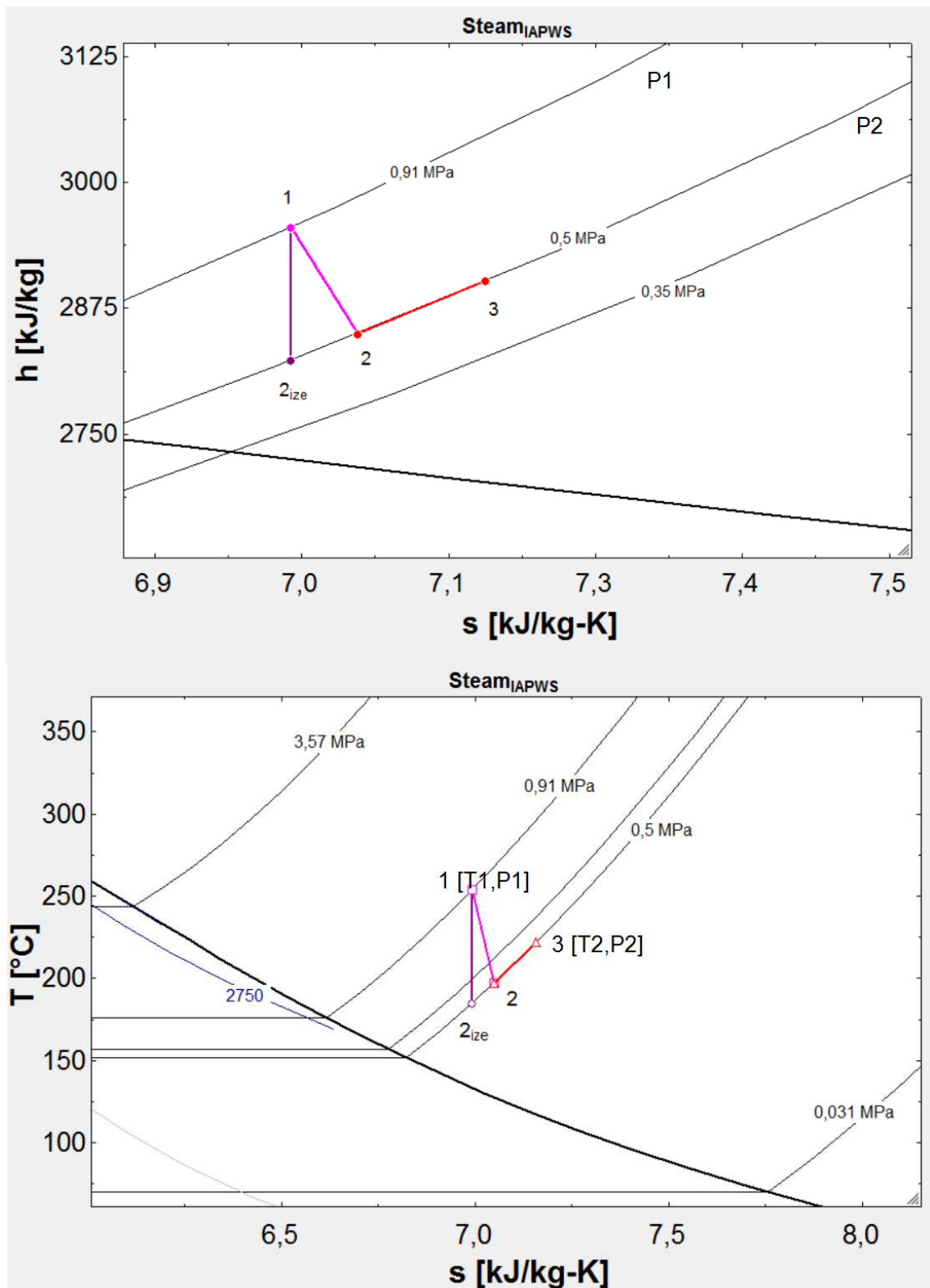


Obrázek 8 *i-s* digram lopatkové turbíny pro 1 stupeň. Zdroj:[8]



Obrázek 9 Rychlostní trojúhelník axiálního stupně. Zdroj:[8]

5. Transformace energie v náporové turbíně



Obrázek 10: Transformace energie v náporové turbíně – parametry pro Veolia Karviná.
Zdroj:[Vlastní]

Proces přeměny energie v náporové turbíně je odlišný od přeměny energie v lopatkových turbínách a je zřejmý z obr. 10. Při průchodu páry náporovou turbínou, médium nejdříve vstupuje do Lavalovy dýzy se vstupním tlakem p_1 a teplotou T_1 (bod 1). Při ideálním izoentropickém procesu pára v dýze expanduje izoentropicky na tlak p_2 (bod 2_{ize}). Při reálném procesu médium expanduje z bodu 1 adiabaticky na tlak p_2 (bod 2). Počítá se zde s účinností Lavalovy dýzy 80 %. V tomto stavu (při tlaku p_2 teplotě T_2 a rychlosti w_2) vstupuje médium do rotoru turbíny. Médium turbínou neprochází mezi lopatkami jako u běžných turbín, ale vytváří nápor na prvky. Médium vystupuje z turbíny za tlaku p_2 a teploty T_2 (bod 3). [6]

6. Média

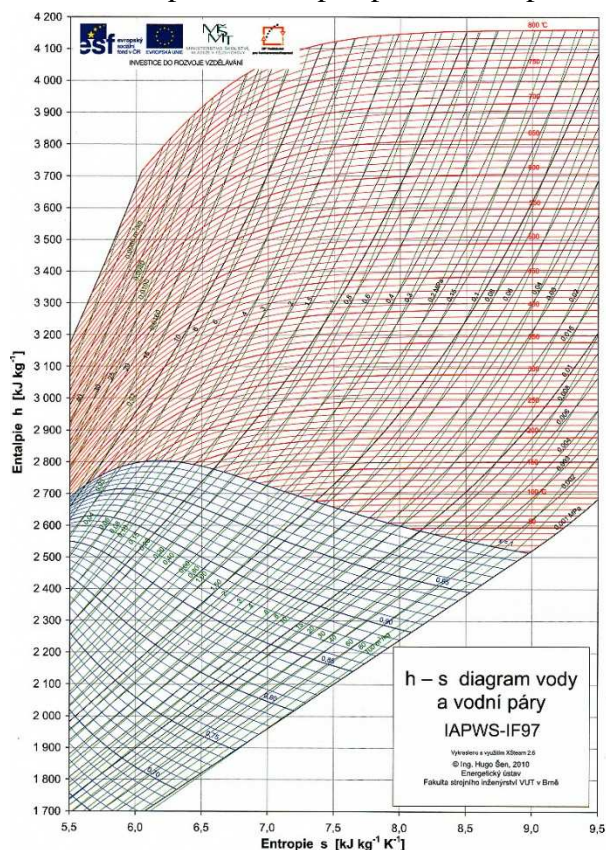
Tato kapitola popisuje základní pracovní média používané při pracovním procesu náporové turbíny.

Přehřátá pára

Pára o teplotě vyšší než teplota varu za daného tlaku. Náporová turbína funguje tak jako lopátkové turbíny v oblasti přehřáté páry. [6], [11]

Mokrá pára

Zvláštností turbíny je, že může být provozována i v oblasti mokré páry aniž by došlo k poškození turbíny. Jako mokrá pára se uvažuje směs jemných kapek syté vody a syté páry, nebo fáze vody uvažovaná odděleně, ale ve společném uzavřeném prostoru. [6], [11]



Obrázek 11: *h-s diagram vodní páry. Zdroj: [10]*

Zemní plyn

Ve fázi teoretické studie existuje návrh na použití náporové turbíny pro zemní plyn. Účelem turbíny by bylo nejen získat elektrickou energii při expanzi zemního plynu z vysokotlaké do středotlaké sítě, ale také zajištění ohřevu expandujícího plynu. Při expanzi vysokotlakového plynu na středotlaký dochází k takovému poklesu teploty, že médium po expanzi před dalším vpuštěním do středotlaké sítě musí být ohříváno. Pro výše popsany záměr by byla náporová turbína vhodná. Tepelné ztráty náporové turbíny by zahřívaly odcházející médium a zároveň by se získávala elektrická energie. [6]

Kysličník siřičitý

Zvažuje se i použití turbíny pro chemický průmysl a to na získávání elektrické energie při expanzi plynu při výrobě kyseliny sírové. Tento návrh je v současnosti pouze teoretické fázi, ve které by se nejdříve muselo vyřešit vliv média na konstrukci turbíny a toxicita média v případě poruchy. Entalpie varu média je $389 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1}$. [6], [12]

7. Parní výpočet dýzy

Parním výpočtem turbíny se stanoví, při požadovaném výkonu, množství páry při zadané teplotě páry. Výpočtem se určí počet trysek, tvar trysky a výpočet lavalovy trysky.

7.1 Zadání výpočtu

Parametry pro výpočet jsou použity na základě požadavku z průmyslu:

Turbína je určena pro společnost Real ve Švýcarsku, která se zabývá ekologickým zpracováním odpadu. V ekologickém zařízení se provádí likvidace mechanických odpadů z čistírny odpadních vod (papírovina, textil). Tato továrna odebírá odpad z místních čistíren odpadních vod, suší ho a spaluje, po spálení následuje čištění plynů. Pára, která projde turbínou je používána k procesu sušení. Požadavkem byly dvě turbíny v sériovém zapojení s průtokem 4,3 tun za hodinu.

Dvě turbíny v sériovém zapojení:

Turbína 1:

Vstupní tlak	10,5 baru
Výstupní tlak	4,5 baru
Vstupní teplota	185 °C
Průtok	4,3 tun
Výkon	80 kW

Turbína 2:

Vstupní tlak	4,5 baru
Výstupní tlak	1 baru
Výstupní teplota	155 °C
Průtok	4,3 tun
Výkon	80 kW

7.2 Výpočet (pro první stupeň turbíny)

Vstupní tlak	$p_1 = 10,5 \text{ bar abs.}$
Vstupní teplota	$T_1 = 458,15 \text{ K}$
Výstupní tlak	$p_2 = 4,5 \text{ bar abs.}$
Měrný objem (Pára, T_1, P_1)	$v_1 = 0,1872 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Průtok páry	$q = 4,5 \text{ t. hod}^{-1} \rightarrow 1,25 \text{ kg. s}^{-1}$
Požadovaný výkon	$P = 80 \text{ kW}$
Entalpie (Pára, T_1, P_1)	$i_1 = 2787 \text{ kJ. kg}^{-1}$
Entalpie (Pára, s_1, P_2)	$i_2 = 2630 \text{ kJ. kg}^{-1}$
Rozdíl entalpií i_1, i_2	$\Delta i = 157 \text{ kJ. kg}^{-1}$
Výkon při průtoku $1,25 \text{ kg/s}$:	$157 \text{ kJ. kg}^{-1} * 1,25 \text{ kg. s}^{-1} = 196,25 \text{ kJ}$
Při účinnosti 45%:	$196,25 \text{ kJ} * \eta = 196,25 * 0,45 = 88,313 \text{ kW}$

Počet trysek

Doporučený průtok na 1 trysku $q_d = 0,2 * \text{kg. s}^{-1}$ (7.1)

$$\text{Počet trysek} = \frac{q}{q_d}$$

$$\text{Počet trysek} = \frac{1,25 \text{ kg.s}^{-1}}{0,2 \text{ kg.s}^{-1}}$$

$$\text{Počet trysek} = 6,25 \rightarrow \text{Volím 6 trysek}$$

Průtok 1 tryskou

$$q_{t1} = \frac{q}{6} \quad (7.2)$$

$$q_{t1} = \frac{1,25 \text{ kg.s}^{-1}}{6}$$

$$q_{t1} = 0,21 \text{ kg. s}^{-1}$$

Výpočet kritických parametrů

Kritický tlak

$$\frac{p^*}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,5283 \quad (7.3)$$

$$p^* = p_1 * 0,5283$$

$$p^* = 1\,050\,000 * 0,5283$$

$$p^* = 554\,715 \text{ Pa}$$

Kritický měrný objem

$$\frac{v^*}{v_0} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{-1}{(\kappa-1)}} = 1,5788 \quad (7.4)$$

$$v^* = v_1 * 1,5788$$

$$v^* = 0,1872 * 1,5788$$

$$\mathbf{v^* = 0,296 \, m^3 \cdot kg^{-1}}$$

Kritická rychlost výpočet 1

$$w_1^* = \sqrt{2 * p_1 * v_1 * \frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (7.5)$$

$$w_1^* = \sqrt{2 * 1\,050\,000 * 0,1872 * \frac{1,4}{1,4 + 1}}$$

$$w_1^* = 478,874 \, m \cdot s^{-1}$$

Kritická rychlost - výpočet 2

Měrná plynová konstanta

$$p * v = r * T \quad (7.6)$$

$$r = \frac{p_1 * v_1}{T_1}$$

$$r = \frac{1\,050\,000 * 0,1872}{458,15}$$

$$r = 429 \, J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$$

$$w_1^{*'} = \sqrt{2 * r * T_1 * \frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (7.7)$$

$$w_1^{*'} = \sqrt{2 * 429 * 458,15 * \frac{1,4}{1,4 + 1}}$$

$$w_1^{*'} = 478,857 \, m \cdot s^{-1}$$

Volím

$$\mathbf{w_1^* = 478,9 \, m \cdot s^{-1}}$$

Rychlost páry v kritickém průřezu je dle obou výpočtu totožná.

Objem

$$V_1 = v^* * q_{t1} \quad (7.8)$$

$$V_1 = 0,296 * 0,21$$

$$\mathbf{V_1 = 0,06216 \, m^3}$$

$$S_1 = x * 40$$

$$V_1 = S_1 * w_1^* \quad (7.9)$$

$$S_1 = \frac{V_1}{w_1^*}$$

$$S_1 = \frac{0,06216}{478,9}$$

$$S_1 = 0,000129797 \text{ m}^2$$

Výpočet strany x

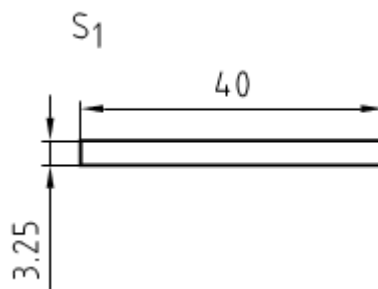
$$x = \frac{S_1}{40}$$

$$x = \frac{129,797}{40}$$

$$x = 3,245 \text{ mm}$$

Průřez v kritické místě 1

$$S_1 = 40 * 3,245$$



Obrázek 12: Průřez S1. Zdroj:[Vlastní]

Měrný objem (Pára, T1, P1)

$$v_2 = 0,3918 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho = \frac{1}{v_2} \quad (7.10)$$

$$\rho = \frac{1}{0,3918}$$

$$\rho = 2,552$$

$$V_2 = \frac{q_{t1}}{\rho}$$

$$V_2 = \frac{0,21}{2,552}$$

$$V_2 = 0,0823 \text{ m}^3$$

Maximální rychlost w_2

$$\Delta i = 157\,000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\Delta i = \frac{w_2^2}{2}$$

$$w_2 = \sqrt{2 * \Delta i} \quad (7.11)$$

$$w_2 = \sqrt{2 * 157\,000}$$

$$\mathbf{w_2 = 560,357 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$S_2 = 40 * y$$

V_2 – měrný objem na výstupu

Výstupní průřez

$$V_2 = S_2 * w_2$$

$$S_2 = \frac{V_2}{w_2}$$

$$S_2 = \frac{0,084}{560,357}$$

$$S_2 = 0,000149904 \text{ m}^2$$

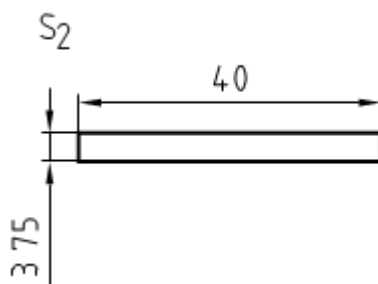
$$y = \frac{S_2}{40}$$

$$y = \frac{149,904}{40}$$

$$\mathbf{y = 3,75 \text{ mm}}$$

Průřez v kritické místě 2

$$S_2 = 3,75 * 40$$



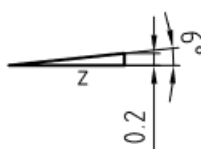
Obrázek 13: Průřez S_2 . Zdroj:[Vlastní]

Dýza

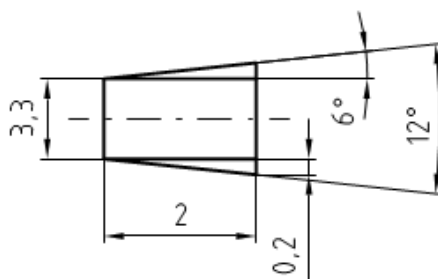
$$\operatorname{tg} 6^{\circ} = \frac{0,2}{z}$$

$$z = \frac{0,2}{\operatorname{tg} 6^{\circ}}$$

$$z = 1,9 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } z=2 \text{ mm}$$

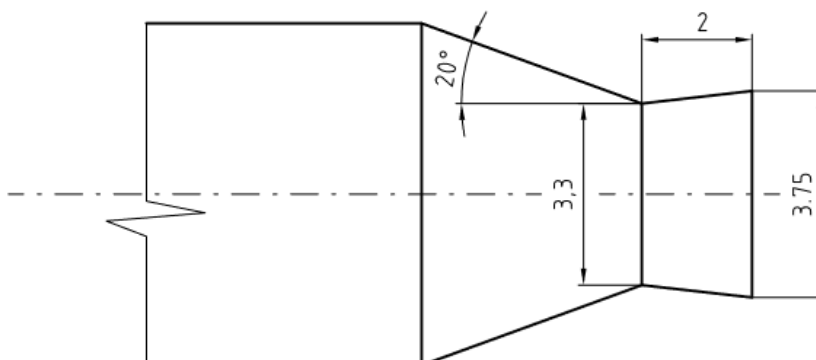


Obrázek 14: Úhel trysky Zdroj: [Vlastní]



Obrázek 15 Zdroj: [Vlastní]

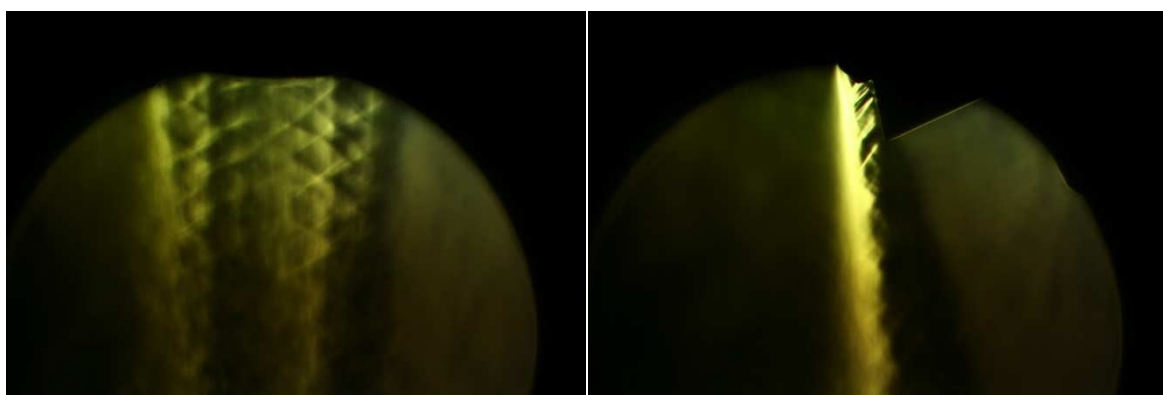
Výpočet dýzy je dán průtokem média. Během vývoje turbíny se ukázalo, že zpočátku používaný kruhový průřez dýzy není pro náporové prvky vhodný a to z toho důvodu, že se síla vytékaného média koncentruje na prostřední prvky v řadě. Síla média byla natolik velká, že se prvky začaly vylamovat. Proto byl zkonstruován čtvercový průřez, který je pro rozložení sil a výkon turbíny vhodnější.



Obrázek 16: Návrh trysky Zdroj:[Vlastní]

Dílenské provedení trysky je zřejmé z přílohy č. 3.

Tato tryska byla zkoušena na ČVUT v Praze, kde k experimentu bylo použito Schlierenovo zařízení k fotografování rázových efektů - obr č 19. Na obrázku v přední části dole je umístěna tryska a v zadní části kruhová čočka (fotografické zařízení). Tímto zařízením byly prováděny fotografie bokorysu vytékajícího paprsku – základní šířka 3,75 mm. (viz obr. 18) na obrázku č. 17 půdorys vytékajícího paprsku o šířce 40 mm. Na obrázku č. 17 jsou možné náznaky stopy rázových vln na vzdušině vytékající z trysky a na obrázku č. 18 tj. bokorys je rovněž vidět, že horní část vytékajícího proudu je velmi neuklidněná. Z obou fotografií je zřejmé, že vyrobená tryska nemá optimální rozměry a z tohoto důvodu nemá optimální účinnost. V dalším výzkumu se budou zkoumat možnosti zvyšování účinnosti trysky. [6],[13],[14],[15]



Obrázek 17: Půdorys vytékajícího paprsku. Obrázek 18: Bokorys vytékajícího paprsku.
Zdroj: [15]



Obrázek 19: Schlierenovo zařízení. Zdroj:[15]

8. Stanovení silových poměrů

Základním parametrem pro výpočet stanovení silových poměrů na náporové prvky je rychlost výstupního média z trysky. Rychlost média dělíme na podzvukovou nebo nadzvukovou (kapitola 3). Při kontaktu média s turbínovým kotoučem dochází k silovému působení média na kotouč.

Pro podzvukovou rychlost se výpočet síly provede na základě změny hybnosti a koeficientu odporu náporového prvku c_x dle vzorce 8.1. [16]

$$F_x = \frac{1}{2} * \rho * w^2 * S * c_x \quad (8.1)$$

F_x - síla působící na zkoušený prvek [N]

ρ – měrná hmotnost vzdušiny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

w – rychlost proudění vzdušiny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

S – plocha prvku omývána vzdušinou (průměr drátu*výška omývaná tokem) [m^2]

c_x - koeficient odporu daného profilu

Celková síla závisí na počtu prvků omývaných výstupním proudem z jedné trysky.

Při nadzvukovém proudění se vzdušina chová odlišně. Při kontaktu nadzvukově proudící vzdušiny s kolem dochází k rázu. Budeme-li uvažovat vytvoření kolmé rázové vlny, je možno stanovit veškeré parametry a účinky, kterými rázová vlna působí na turbínové kolo. Jako příklad jsou zde uvedeny parametry pro turbínu pro společnost Boral v Austrálii.

Parametry:

Tlak 10 bar abs. na protitlak 1 bar

Teplota 185 °C

Průměr kola 1100 mm

Otáčky $\omega = 50 \text{ ot.} \cdot \text{s}^{-1}$

Rozdíl entalpií při izochorické expanzi: $\Delta i = 370 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Výtoková rychlost z trysky:

$$w = (2 * \Delta i)^{\frac{1}{2}} \quad (8.2)$$

$$w = (2 * 370\,000)^{\frac{1}{2}}$$

$$\mathbf{w = 860\,m.s^{-1}}$$

Rychlost kola:

$$v = \omega * \pi * \varnothing D \quad (8.3)$$

$$v = 50 * \pi * 1,1$$

$$v = 50 * \pi * 1,1$$

$$\mathbf{v = 172,786\,m.s^{-1} \cong 173\,m.s^{-1}}$$

Dopadová rychlost na prvky kola:

$$860 - 173 = 687\,m.s^{-1}$$

Výtoková rychlost páry z trysky je tedy nadzvuková, a protože rychlost zvuku při tlaku páry 1 bar je 460 m. s⁻¹. Z toho lze vypočíst Machovo číslo:

$$\text{Rychlost zvuku:} \quad a = \sqrt{\kappa * r * T_0} \quad (8.4)$$

$$\text{Machovo číslo:} \quad Ma = \frac{v}{a} \quad (8.5)$$

$$Ma = \frac{687}{460}$$

$$\mathbf{Ma = 1,49}$$

Pro Machovo číslo 1,49.

Z tabulek (viz příloha č. 5):

Ma_I	Ma_{II}	p_{II}/p_I	ρ_{II}/ρ_I	T_{II}/T_I	$p_{0\,II}/p_{0\,I}$
1,49	0,7047	2,4235	1,8449	1,3136	0,9329

Tabulka 1: Kolmá rázová vlna pro $\kappa=1,4$. Zdroj:[14]

Výpočet kritických parametrů pomocí Machova čísla:

$$\frac{T}{T_{krit F}} = \frac{\kappa+1}{2+(\kappa-1)Ma^2} \quad (8.6)$$

$$\frac{p}{p_{krit F}} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{\kappa+1}{2+(\kappa-1)Ma^2}} \quad (8.7)$$

$$\frac{\rho}{\rho_{krit F}} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{2+(\kappa-1)Ma^2}{\kappa+1}} \quad (8.8)$$

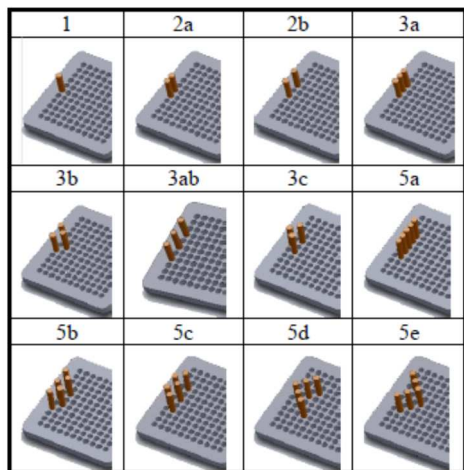
$$\frac{p_o}{p_{o krit F}} = \frac{1}{Ma} \left[\frac{2+(\kappa-1)Ma^2}{\kappa+1} \right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \quad (8.9)$$

Pro zjednodušení výpočtu určíme, že tímto Machovým číslem můžeme určit parametry před a za rázovou vlnou. Je-li tlak před rázovou vlnou 1 bar a teplota páry 373 K, lze z tabulek určit poměr tlaku P_2/P_1 (tlak za a před rázovou vlnou) a teploty T_2 a T_1 – poměr 1,31 (teplota za a před rázovou vlnou). Je-li tlak v prostoru turbíny $p_1 = 1$ bar je tlak p_2 roven: $p_2 = 2,43 \cdot p_1 = 2,43$ baru. Je-li teplota před rázovou vlnou 373 K je teplota za rázovou vlnou $T_2 = 1,31 \cdot T_1 = 1,31 \cdot 373 = 488$ K. Známe-li velikost tlaku, který je za rázovou vlnou, známe tímto tlak, který působí na drátěnou mříž umístěnou v kole. Vezmeme-li v úvahu, že proud páry vycházející z trysky má obdélníkový průřez 40x6 mm (dáno konstrukcí stroje), pak stopa tohoto paprsku tj. průsečík tohoto paprsku s ideální rovinou dopadu má takovou šířku, jaké je dopadová šířka kola, tj. 45 mm a výšku 12 mm (tyto hodnoty lze odečíst z konstrukce turbíny).

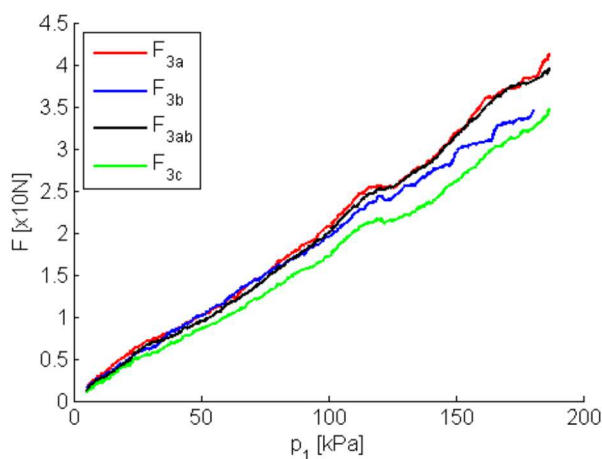
Známe-li velikost plochy, na kterou dopadá nadzvukový proud a známe-li velikost tlaku, můžeme spočítat silový účinek jednoho paprsku na kolo turbíny. Celkový účinek je pak daný počtem trysek nasazených na obvodu. Z toho vyplývá, že velikost síly je možno měnit změnou šířky trysky, změnou výšky trysky a změnou šířky oběžného kola. Bližší pozorování a zkoušky ukázaly, že rázová vlna se projevuje výhradně na té řadě drátění mříže, na kterou dopadá, za ní pak již neexistuje. Shrňme-li, čím vším můžeme měnit velikost rázové síly působící na kolo, je to především výstupní rychlost trysky (dána velikostí tlaku a teploty výstupní páry), dále množstvím protékající hmoty jednou tryskou a dále změnou šířky turbínového kotouče.

Měření těchto silových účinků bylo provedeno na výzkumném pracovišti ČVUT. Pro experiment byla použita vysokorychlostní dráha s nastavitelnou Lavalovou tryskou, která byla navržena tak, aby měřila aerodynamické silové účinky. Rozložení tlakového pole na náporový prvek byl pozorován použitím Schlierenova zařízení. Takto je na pořízených fotografiích (obr. č. 22) možno pozorovat utváření rázové vlny okolo náporového prvku. Bylo měřeno několik variací geometrických uspořádání. Nejdříve byl měřen prázdný plovoucí prvek každé varianty, poté byly upevněny náporové prvky a

následně měřeny. Výsledná síla je rozdílem mezi naměřenou silou působící na náporové prvky a mezi silou prázdného plovoucího prvku. Tlak před Lavalovou tryskou byl postupně zvyšován z 0 Pa až po 0,16 MPa pro každé měření. Doba jednoho měření je přibližně dvě minuty.



Obrázek 21: Variace rozložení náporových prvků. Zdroj:[15]



Obrázek 22: Síla působící na jednotlivá uspořádání prvků. Zdroj:[15]



Obrázek 20: Rázová vlna okolo náporového prvku. Pro Machovo číslo -1,1.2,1.5, Schlierenova metoda. Zdroj: [15]

Z obrázku č. 21 je zřejmé, že největší silový účinek působí na náporové prvky uspořádané vedle sebe. Naopak nejmenší aerodynamický odpor je u varianty 3C. Z toho je zřejmé, že vzdálenost mezi jednotlivými prvky nemá významný vliv na aerodynamický odpor (Varianty 3A, 3AB).

Z výše uvedeného grafu lze rovněž zřejmé, že při přechodu rychlosti proudění média z podzvukového na nadzvukové, to je při tlaku asi 120 kPa rel., silové účinky na náporové prvky se nemění skokem, ale zvyšují se lineárně. [6], [7], [13], [15], [16]

9. Výkon turbínového kola parní turbíny

Známe-li silové působení na turbínové kolo (velikost síly působící na rotující kotouč) můžeme z těchto hodnot stanovit výkon turbíny.

$$P = F \cdot v \quad (9.1)$$

P – výkon [W]

F – síla [N]

v – obvodová rychlost kola [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Je-li dopadová rychlost vzdušiny na turbínové kolo $690 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a otáčí-li se průtok média při dopadu na drátěnou mříž v turbínovém kole o 90° , činí impuls síly 690 N. To vše při průtoku 1 kg páry za sekundu.

Z těchto údajů vyplývá, že při teoretickém výkonu turbínového kola, kterým protéká 1 kg páry za sekundu a výstupní rychlost z trysky turbíny je $860 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, je výkon turbíny:

$$P = F \cdot v \quad (9.2)$$

$$P = 690 \cdot 170$$

$$P = 117\,300 \text{ W}$$

Protože při výpočtu výtokové rychlosti z trysky nebyla započtena účinnost trysek, což by způsobilo ztrátu rychlosti vytékajícího média o 20 % až 30 %, je nutné vypočtenou hodnotu výkonu snížit o 20 % až 30 %. Následně je získán reálný výkon, který se pohybuje od 82 kW do 94 kW. Tyto hodnoty odpovídají výkonům naměřeným v praxi.

$$h = m \cdot \Delta v \quad (9.3)$$

$$h = m \cdot (v_{\text{max}} - v_{\text{obvodová}})$$

$$h = 1 \cdot (890 - 170)$$

$$h = 690 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

h – hybnost páry vytékající z trysky získaná na drátěné mříži při otočení proudu média o 90° [$\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

m – hmota [kg]

Δv – změna rychlosti dosažená změnou rychlosti média vytékajícího z trysky, které je zmenšeno o obvodovou rychlost kola [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

v_{max} – maximální rychlost proudu vytékajícího z trysky [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$v_{\text{obvodová}}$ – obvodová rychlost otáčení turbínového kola [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z toho vyplývá, že impuls síly je:

$$I = q \cdot v \quad (9.4)$$

$$I = 1 \cdot 690$$

$$I = 690 \text{ N}$$

I – impuls síly [N]

q – průtok hmoty [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] - pro průtok 3,6 t. hod^{-1} činí tato hodnota 1 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

v – dopadová rychlost dopadající na drátěnou mříž [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Z výše uvedeného příkladu vyplývá, že bude-li tryskami protékat 1 kg páry za sekundu, vytvoří obvodovou sílu 690 N.

Protože praxe ukázala, že by průtok páry 1 tryskou obdélníkového průřezu neměl být větší než 0,2 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, vyplývá poté, že pro průtok páry 1 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ by bylo třeba nasadit na obvodu 5 trysek. [6], [13], [17]

10. Analýza měření Veolia Karviná

10.1 Veolia Karviná

Společnost Veolia, a.s. patří mezi přední dodavatele energie a tepla v Česku. Hlavní funkcí teplárny v Karviné je výroba tepelné energie pro vytápění a ohřev teplé užitkové vody.

Náporová turbína v Karviné slouží regulaci tlaku před vstupem páry do výměníku. Poté, co pára přejde z kotle do turbíny a vyrobí elektřinu je nutné páru o vysokém tlaku před vstupem do výměníku seškrtnit. Dříve používané škrtnicí ventily byly energeticky ztrátové, náporová turbína, která nahradila škrtnicí ventily, dokáže seškrtnit páru z 0,9 MPa na 0,6 MPa a zároveň vyrobí elektřinu.

10.2 Technické parametry stroje

Minimální výkon turbíny	0-100 kW _e
Minimální tlak páry na vstupu	0,9 MPa
Teplota páry na vstupu	160-255 °C
Přetlak páry na výstupu z turbíny	0,3-0,6 MPa
Maximální průtok páry turbínou	12 t.hod ⁻¹
Průměr kola	900 mm
Počet trysek	12 kusů
Počet trysek v provozu	6 kusů



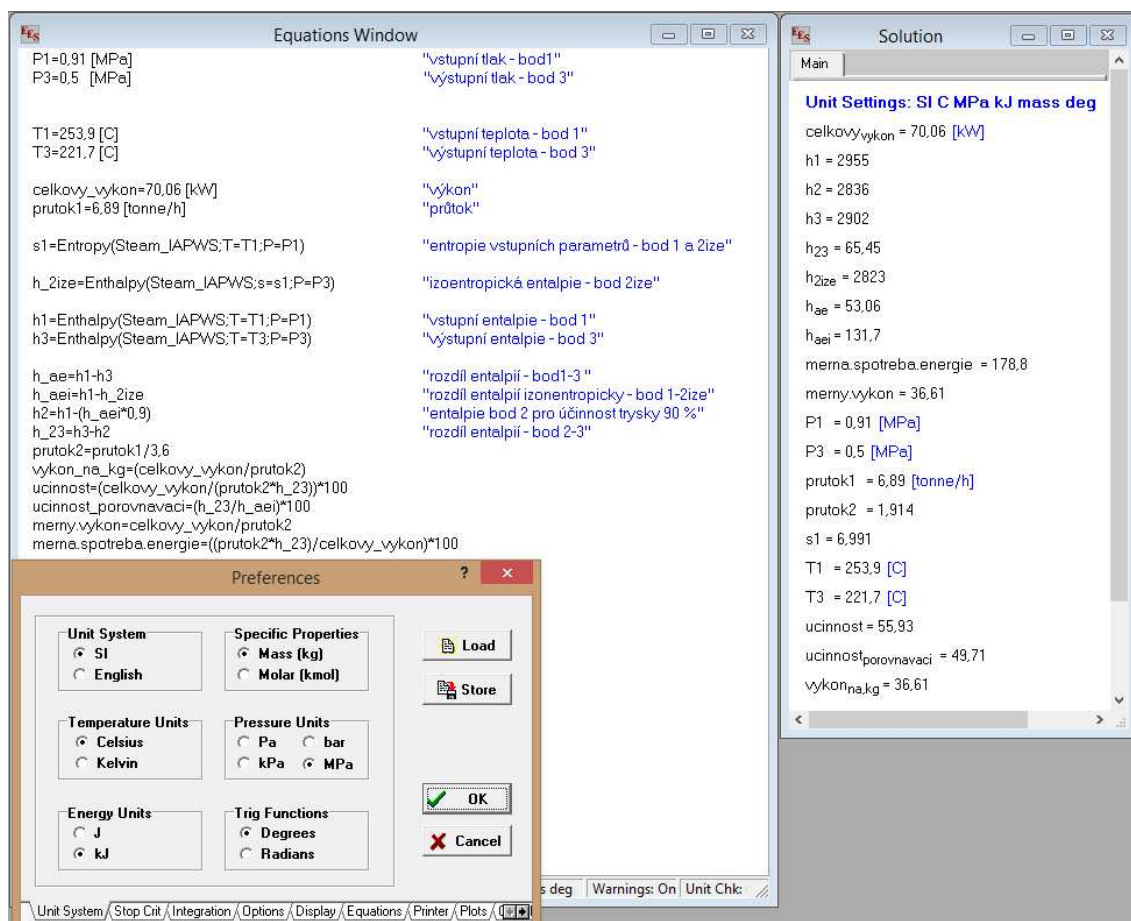
Obrázek 23: Turbína ve Veolia Karviná. Zdroj:[6]

10.3 Měření

Pro měření byla použita data z velínu ze společností Veolia Karviná, která byla zpracována v programu EES.

Výpočet účinnosti, porovnávací účinnosti a měrného výkonu se vypočítal na základě dodaných dat z velínu, která se skládala z vstupního a výstupního tlaku páry, vstupní a výstupní teploty páry, z průtoku a z výkonu generátoru turbín.

Pro výpočet entalpie na vstupu a z výstupu se vypočetla ze zadání vstupních a výstupních tlaků a teplot v turbíně. Výpočet izoentropické entalpie se vypočetl na základě výpočtu entropie vstupního tlaku a teploty. Entropie páry na vstupu do turbíny je totožná s entropií páry na výstupu páry z turbíny. Výpočet byl proveden podle popisu transformace energie v náporové turbíně viz kapitola 5.



Obrázek 24: Výpočet v programu EES. Zdroj:[Vlastní]

10.4 Hodnotící parametry

Účinnost

Porovnává výkon stroje s energií transformovanou v turbíně a hmotnostním průtokem.

$$\eta = \frac{P_{el}}{m_p \cdot (i_3 - i_2)} \quad [\%] \quad (10.1)$$

$$\eta = \frac{70,060}{1,914 \cdot (2902 - 2836)}$$

$$\eta = 55,93 \%$$

Účinnost porovnávací

Porovnává skutečnou transformaci energie s ideální transformací beze ztrát.

$$\eta_{por} = \frac{(i_3 - i_2)}{(i_1 - i_{2_{ize}})} \quad [\%] \quad (10.2)$$

$$\eta_{por} = \frac{(2902 - 2836)}{(2955 - 2823)} \cdot 100$$

$$\eta_{por} = 49,71\%$$

Měrný výkon

Srovnává výkon turbíny na kg páry.

$$\omega = \frac{P}{m_p} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10.3)$$

$$\omega = \frac{70,060}{1,914}$$

$$\omega = 36,61 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Měrná spotřeba tepla

Srovnává množství tepelné energie vstupující do turbíny s výkonem celého soustrojí.

$$c_Q = \frac{m_p \cdot (i_1 - i_{2ize})}{P_{el}} \quad [kW_t \cdot kW_e^{-1}] \quad (10.4)$$

$$c_Q = \frac{1,914 \cdot (2955 - 2823)}{70,06}$$

$$c_Q = 3,597 [kW_t \cdot kW_e^{-1}]$$

Měrná spotřeba páry

Je poměrem hmotnostního proudu páry vstupujícího do stroje a výkonu generátoru.

$$c_m = \frac{m_p}{P_{el}} \quad [kg \cdot kW^{-1}] \quad (10.5)$$

$$c_m = \frac{1,914}{70,06}$$

$$c_m = 0,02732 \text{ kg} \cdot kW^{-1}$$

10.5 Výsledky Veolia Karviná

V tabulce jsou použity data z velínu Veolia Karviná, které byly zpracovány v programu EES podle termodynamických procesů probíhajících v náporové turbíně popsané v kapitole 5.

Time stamp	01 JUN 2014 00:00:00	1 JUN 2014 00:06:00	1 JUN 2014 00:31:00	1 JUN 2014 01:02:00
P vstupní abs. [Mpa]	0,91	0,91	0,91	0,91
P výstupní abs. [Mpa]	0,5	0,48	0,49	0,5
T vstupní [°C]	253,9	253,9	255,8	254,9
T výstupní [°C]	221,7	218,7	222,9	220,8
Celkový Výkon [kW]	70,06	78,13	76,67	71,88
Průtok (1) [t/hod]	6,89	7,07	7,024	6,933
Průtok (2) [Kg/s]	1,917	1,964	1,953	1,917
Výkon na kg	36,57	39,78	39,26	37,51
Účinnost [%]	55,93	58,94	57,9	60,76
Účinnost porovnávací [%]	49,71	48,21	49,76	46,55
Měrný výkon [Kg/s]	36,57	39,78	39,26	37,51

Tabulka 2: Výsledky měření Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]

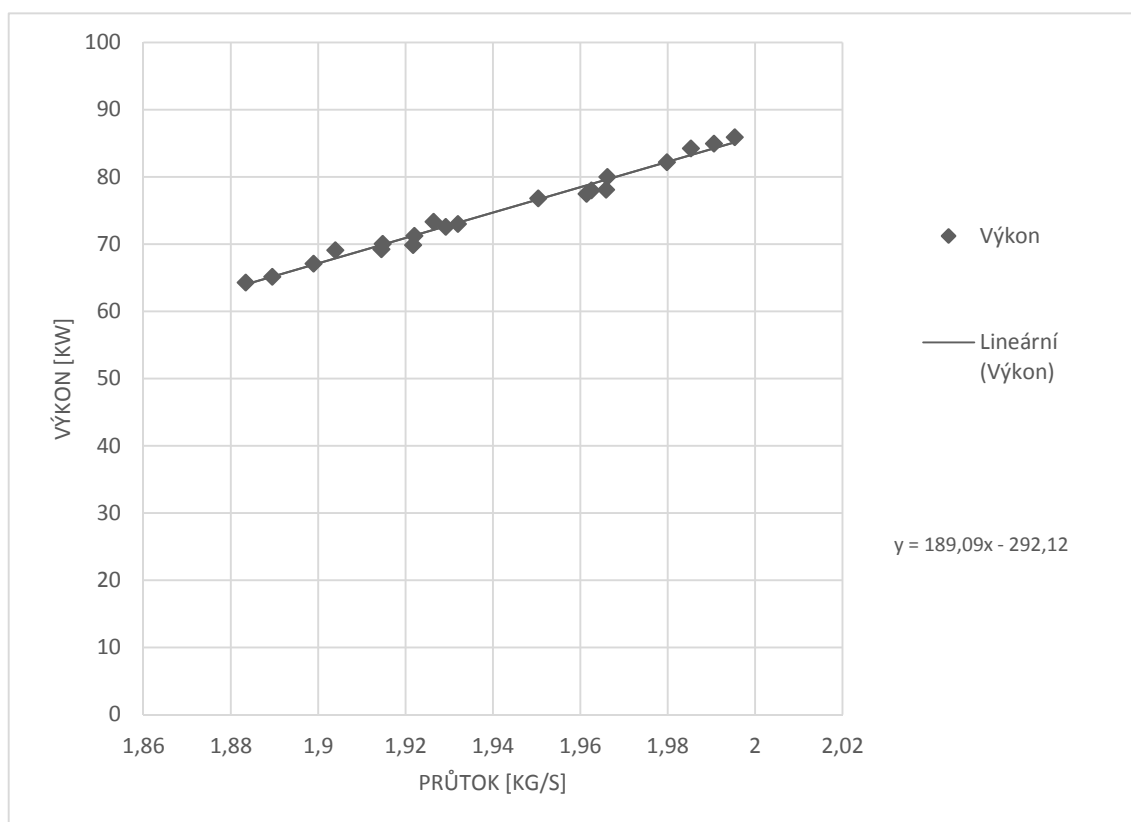
Pro ilustraci je zde, přidán i výpočet, kdy byla data počítána podle termodynamických procesů v lopatkové turbíně. Účinnost by v tomto případě byla vyšší.

Time stamp	01 JUN 2014 00:00:00	1 JUN 2014 00:06:00	1 JUN 2014 00:31:00	1 JUN 2014 01:02:00
P vstupní abs. [Mpa]	0,91	0,91	0,91	0,91
P výstupní abs. [Mpa]	0,5	0,48	0,49	0,5
T vstupní [°C]	253,9	253,9	255,8	254,9
T výstupní [°C]	221,7	218,7	222,9	220,8
Celkový Výkon [kW]	70,06	78,13	76,67	71,88
Průtok (1) [t/hod]	6,89	7,07	7,024	6,933
Průtok (2) [Kg/s]	1,917	1,964	1,953	1,917
Výkon na kg	36,57	39,78	39,26	37,51
Účinnost [%]	69,22	68,28	72,68	66,11
Účinnost porovnávací [%]	40,15	41,64	39,64	43,16
Měrný výkon [Kg/s]	36,57	39,78	39,26	37,51

Tabulka 3: Výsledky měření Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]

10.6 Výkonová charakteristika Veolia Karviná

Na grafu č. 1 je možno sledovat závislost výkonu turbíny na průtoku. Pro graf byla vybrána data z Veolia Karviná z časového úseku (01 Jun 2014 00:00:00- 01 Jun 2014 00:19:00) s minutovým intervalem a data byla následně zpracována v programu EXCEL. Z grafu vyplývá, že výkon turbíny je lineární a to podle funkce (10.6). Turbína na sledovaném úseku nedosahuje jmenovitého výkonu 100 kW, nicméně parametry páry jsou nižší než požadované konstruované parametry. Z rovnice funkce (10.6) je zřejmé, že výkon 100 kW by byl uskutečněn při průtoku $7,465 \text{ t.hod}^{-1}$. Průměrný výkon turbíny na tomto časovém úseku byl 74,6 kW.

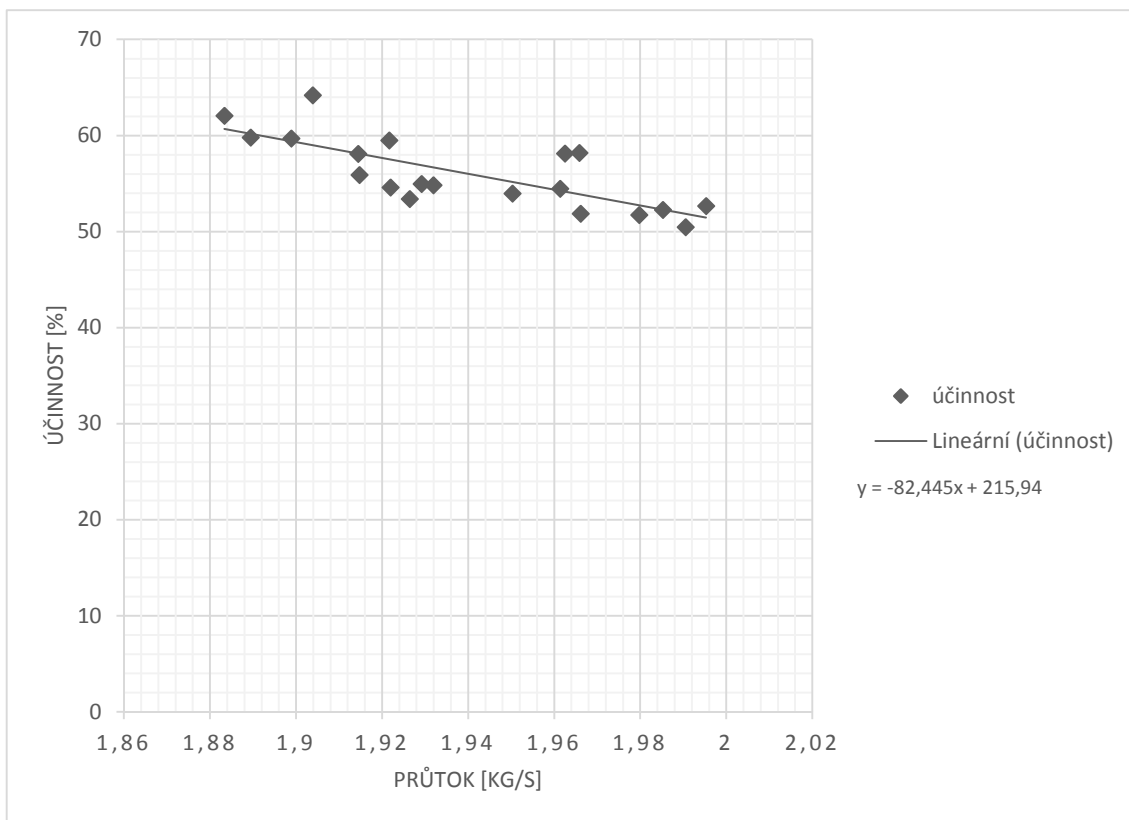


Graf 1 Závislost výkonu turbíny na průtoku Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]

$$P = 189,09 * m_p - 292,12 \quad (10.6)$$

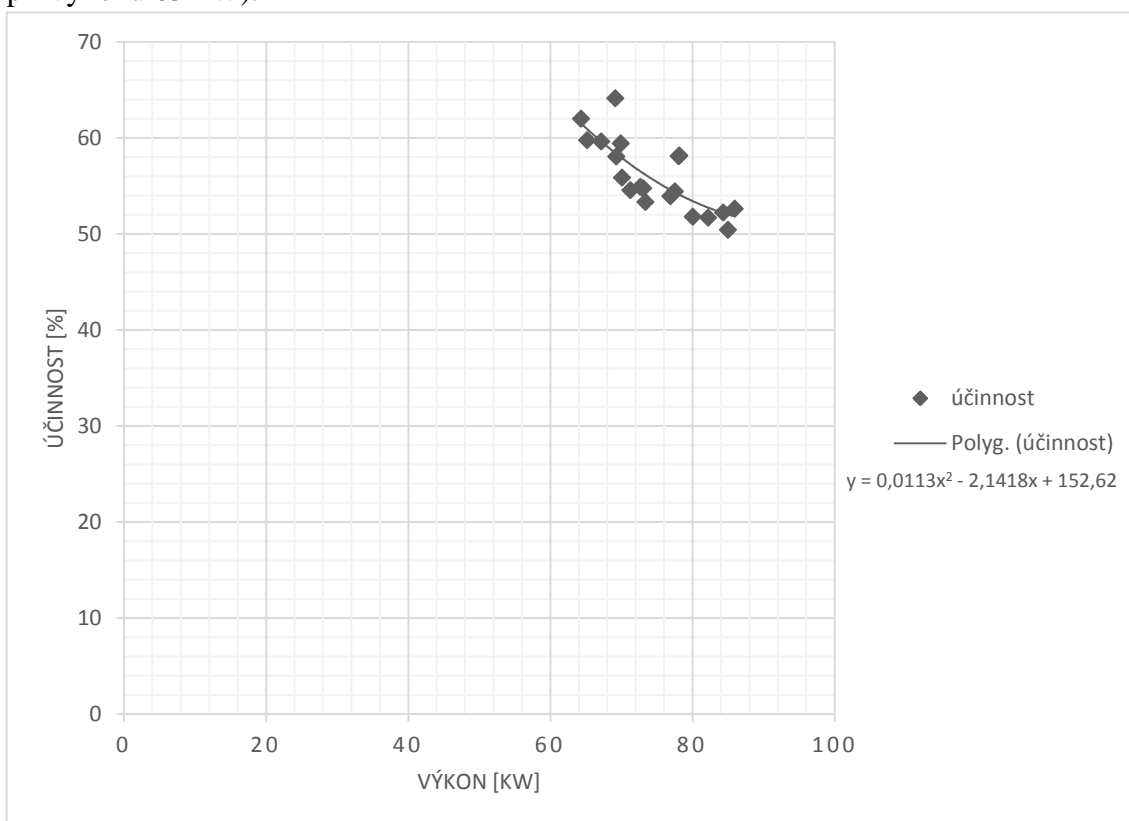
$$m_p = \frac{100+292,12}{189,09} = 2,074 \text{ Kg} \cdot \text{s}^{-1} = 7,465 \text{ t.hod}^{-1}$$

Z grafu č. 2 je porovnávána účinnost v závislosti na průtoku. Z grafu je možno odvodit, že účinnost turbíny klesá se zvyšujícím se průtokem.



Graf 2 Závislost účinnosti turbíny na průtoku Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]

Na grafu č. 3 je ilustrována závislost účinnosti na výkonu. Z grafu je možno vyvodit, že účinnost polynomiccky klesá se zvyšujícím se výkonem (z maximální hodnoty účinnosti při výkonu 65 kW).



Graf 3 Závislost účinnosti na výkonu turbíny Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]

11. Analýza Continetal Púchov

Společnost Continental patří mezi největší světové výrobce pneumatik. Ve své pobočce na Slovensku v Púchově vyrábí až 3 000 pneumatik denně. Při technologickém procesu výroby pneumatik je potřeba 1 kg páry na výrobu 1 kg vulkanizované pryže v předepsané technologické teplotě. Teplota páry pro vulkanizaci musí být minimálně 160 °C a proto je požadováno, aby výstupní teplota páry z turbíny byla minimálně 180 °C.

11.1 Technické parametry stroje

Jmenovitý výkon na svorkách elektrického generátoru	200 kW _e
Přetlak páry na vstupu do turbíny	1–2,4 MPa
Teplota páry na vstupu	180-250 °C
Přetlak páry na výstupu z turbíny	0,3-0,8 MPa
Průtok páry točivou redukcí	7 t.hod ⁻¹
Teplota páry na výstupu minimální	180 °C
Průměr turbínového kola	1100 mm
Počet trysek	8 kusů
Počet trysek v provozu	6 kusů



Obrázek 25: Turbína Continetal Púchov. Zdroj:[6]

11.2 Výsledky Continental Púchov

Výpočet, který bere v úvahu rozdílné zpracování energie v náporové turbíně.

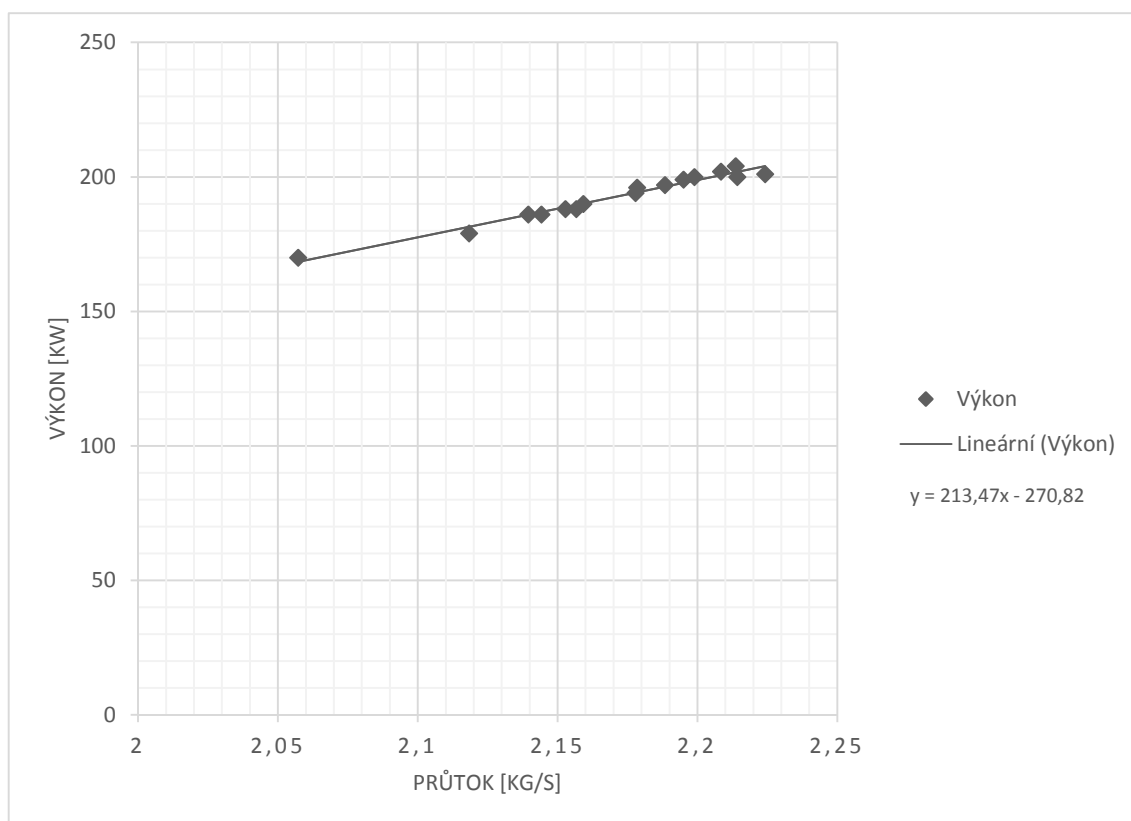
Time stamp	2 APR 2014 5:55:00	2 APR 2014 6:16:00	2 APR 2014 6:31:00	2 APR 2014 6:35:00
P vstupní abs. [Mpa]	1,266	1,867	1,81	1,835
P výstupní abs. [Mpa]	0,639	0,519	0,549	0,552
T vstupní [°C]	251	258	259	258
T výstupní [°C]	215	203	207	206
Celkový Výkon [kW]	84	202	183	186
Průtok (1) [t/hod]	5,557	7,95	7,719	7 822,00
Průtok (2) [Kg/s]	1,544	1,544	2,144	2,173
Výkon na kg	54,42	54,42	85,35	85,6
Účinnost [%]	71,24	55,85	56,15	55,49
Účinnost porovnávací [%]	52,63	63,78	63,08	63,67
Měrný výkon [Kg/s]	54,39	91,74	85,56	85,85

Tabulka 4: Výsledky měření Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]

11.3 Výkonová charakteristika Continental Púchov

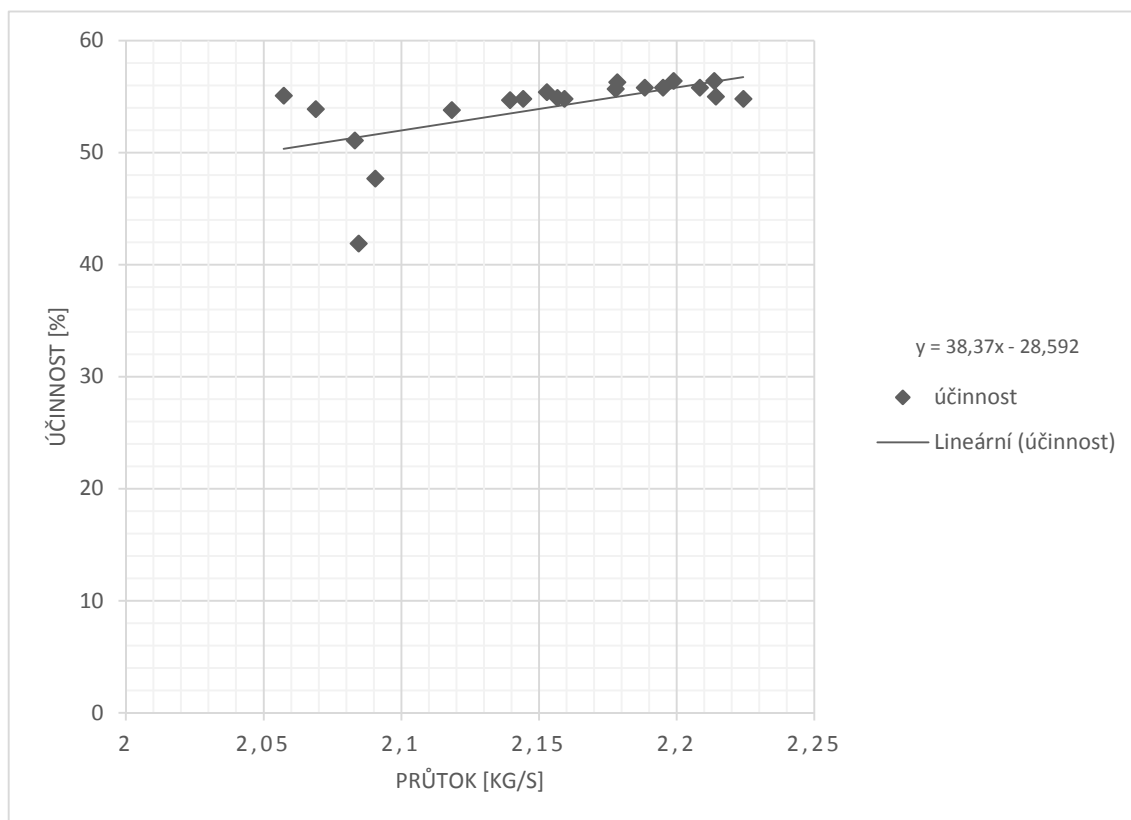
Na grafu č. 5 je možno sledovat závislost výkonu turbíny na průtoku. Pro graf byla vybrána data z Veolia Karviná z časového úseku (2.4.2014 6:08:00-6:18:00, Record 6374-6394) s půl minutovým intervalem a data byla následně zpracována v programu EXCEL. Funkce je lineární podle rovnice 11.1.

$$y = 213,47x - 270,82 \quad (11.1)$$

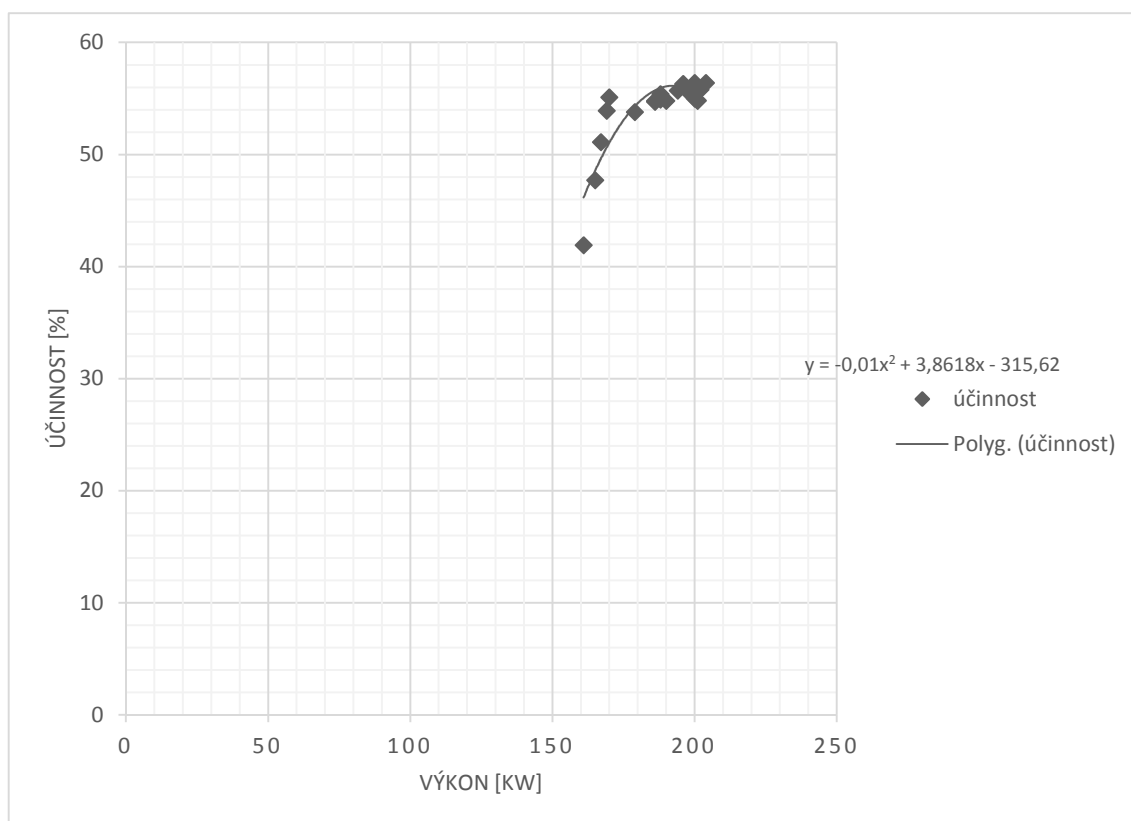


Graf 4 Závislost výkonu turbíny na průtoku Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]

Na grafu č. 4 je znázorněna závislost účinnosti turbíny na průtoku. Účinnost s průtokem mírně stoupá, parametry páry z kotle nejsou konstantní, což může způsobit rozptyl dat.



Graf 5 Závislost účinnosti turbíny na průtoku Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]



Graf 6 Závislost účinnosti na výkonu turbíny Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]

Na grafu č. 6 je znázorněna účinnost turbíny, která polynomiicky stoupá s výkonem

11.4 Srovnání měření

Při porovnávání těchto dvou turbín je nutno vzít na vědomí, že každá turbína pracuje v odlišném technologickém cyklu z různými parametry. Průměr turbínového kola ve společnosti Veolia Karviná (dále jen Veolia) je menší (900 mm) než kolo (1100 mm) ve společnosti Continental Púchov (dále jen Continental). Turbína ve Veolii vykazuje stabilnější průměrný výkon což je dáno stabilnějšími vstupními parametry do turbíny. Na druhou stranu turbína ve Veolii nedosahuje jmenovitého požadovaného výkonu 100 kW, což je dáno nedostatečnými vstupními parametry (viz graf kapitola 10.6). Turbína ve Veolii pracuje s účinností mezi 55-60 % s průměrným výkonem 75 kW během sledovaného období. Porovnávací účinnosti se pohybovala mezi 45-50 %.

Turbína ve společnosti Continental vykazuje proměnlivý výkon a účinnosti v závislosti na vstupních parametrech. Během sledovaného období turbína dosáhla i na jmenovitý výkon 200 kW a to s účinností 55,85 %. Porovnávací účinnost turbíny se pohybovala mezi 52 – 63 % (63,78 % pro výkon 200 kW).

Použitá data z obou velínů jsou součástí této práce (příloha 6 a-7, strana 54-55)

12. Provoz turbíny - Boral Austrálie

Společnost Boral v Austrálii se zabývá výrobou řeziva a sušením vyrobeného řeziva. Jedná se o společnost, která je vybavená starým kotlem s následujícími parametry:

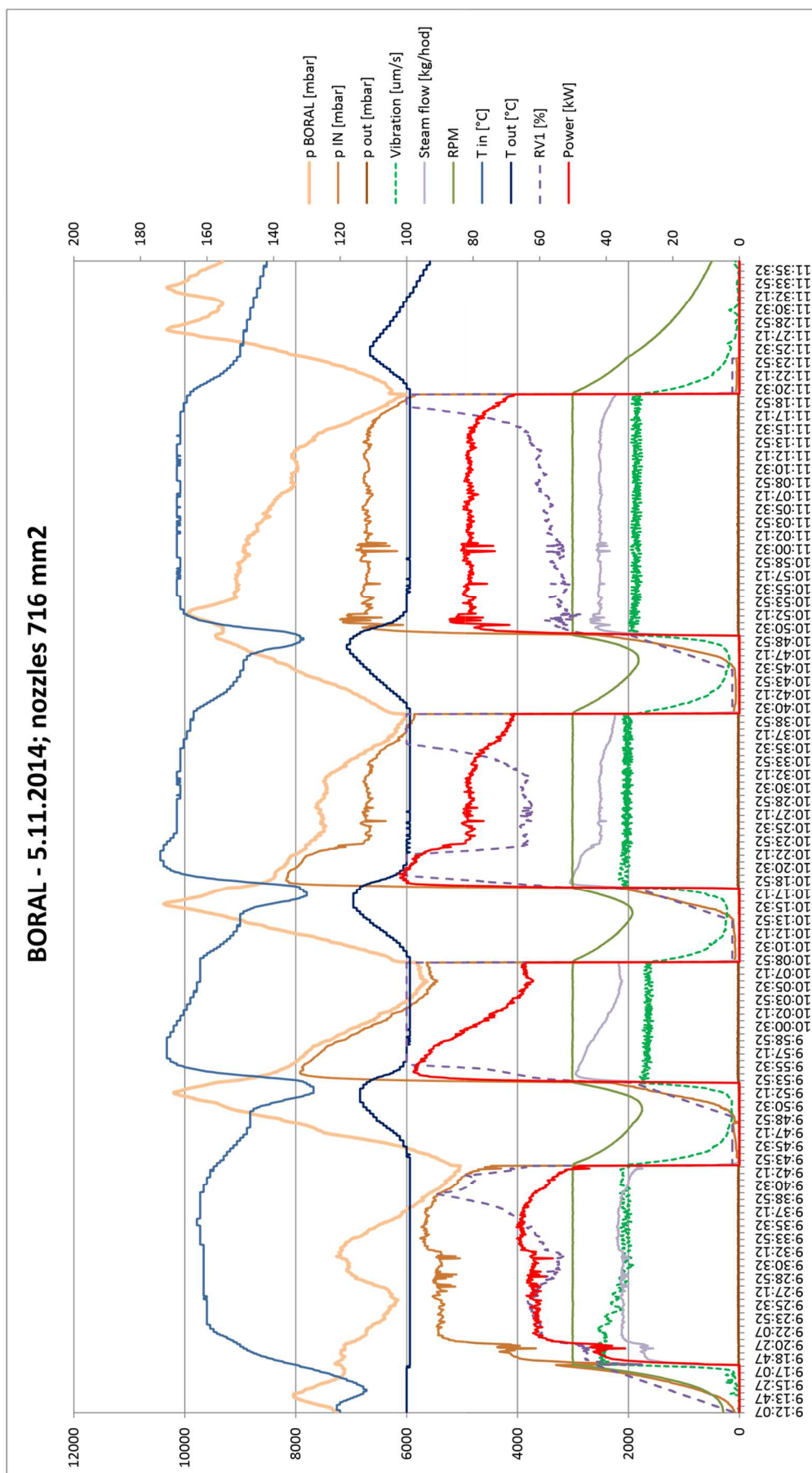
Maximální tlak páry vycházející z kotle	9 bar rel.
Teplota páry vycházející z kotle	158°C
Maximální průtok páry	3°t. hod ⁻¹
Projektovaný výkon turbíny (tlak 10 bar abs., průtok 3,5 t páry/h)	100 kW

Vzhledem k nekonstantním parametrům páry přicházející do turbíny by lopatková turbína nebyla vhodná. Poklesy ve výrobě páry na kotli jsou dány tím, že na kotel je napojena ještě další technologie, která má prioritu při odběru páry. Výsledkem je přerušovaná dodávka páry do turbíny a tím i elektrické energie do sítě. Po zjištění, že turbogenerátor nelze provozovat podle konstruovaných parametrů páry, byl program provozu turbíny upraven tak, že turbína vyrábí elektrický proud jen v době, kdy pára má námi požadované minimální parametry. Program provozování turbíny byl následně upraven podle následného popisu. V době, kdy kotel stačí dodávat požadované množství páry daných parametrů, je turbína přifázována k síti a dodává elektrickou energii do sítě. V době, kdy parametry klesnou, je turbína odpojena od sítě a čeká, až kotel znovu vyrobí páru o dostatečném tlaku a teplotě. Poté je turbína automaticky přifázována k síti.

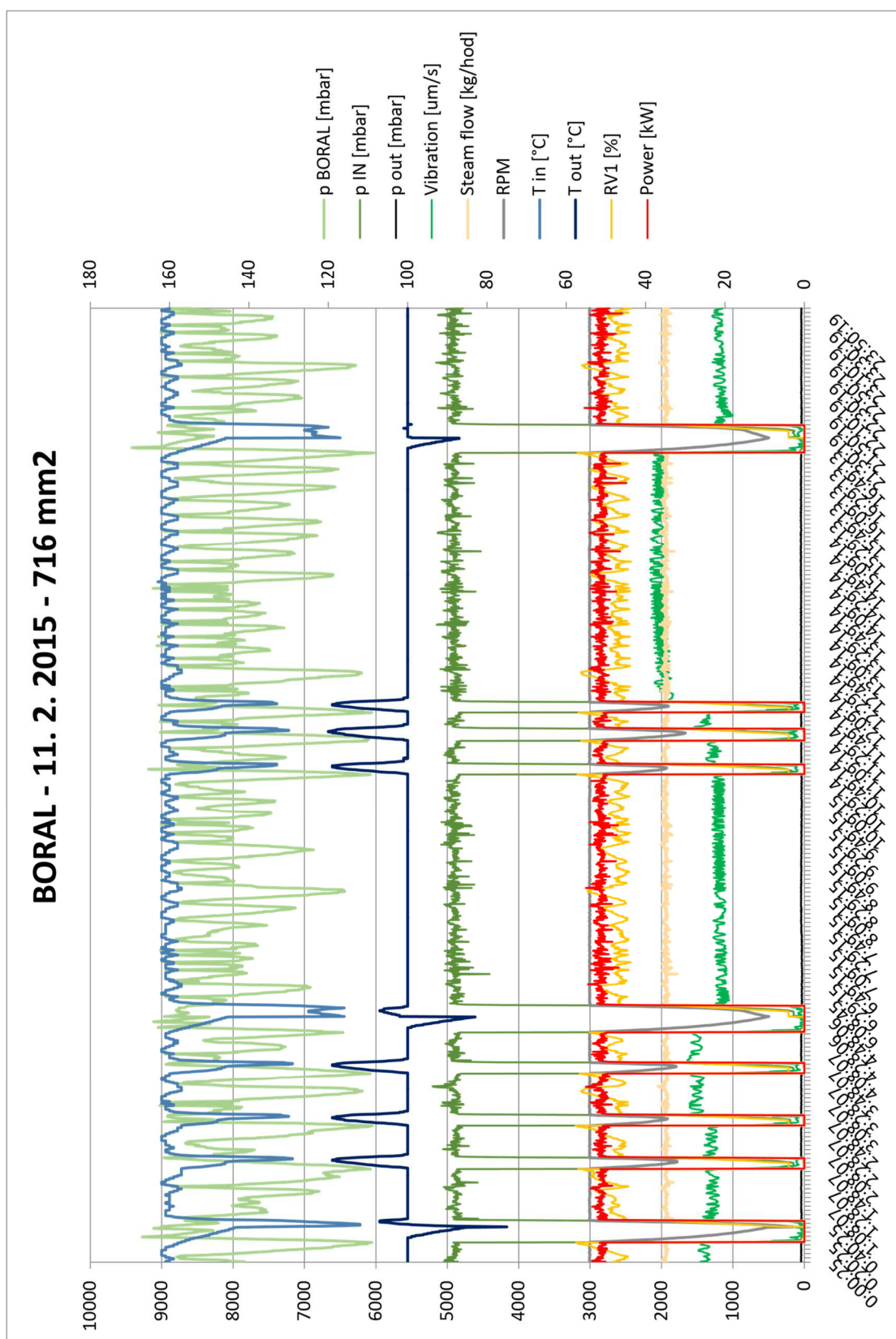
Provoz takto provozované turbíny je zřejmý z obrázku č. 26

Ze dne 5. 11. 2014 v 10:18:52 bylo docíleno 105 kW při tlaku na turbíně 8,1 bar rel. a průtoku páry 3 t. hod⁻¹. Tento výkon byl držen jen přibližně 5 min. a to proto, že na kotli poklesl tlak z 10,5 bar rel. na 8,5 bar rel. a poté tento tlak klesal dál až na tlak 6 bar rel. s čímž klesal i tlak na turbíně na 5,8 bar rel. a výkon turbíny poklesl na 68 kW. Poté byla turbína z bezpečnostních důvodů automaticky odpojena od sítě.

Dále je z grafu možno pozorovat, že kotel nestačí dodávat páru a každých 20 min. provozu je nutno zařízení na 10 min. odstavit, aby kotel znovu docílil požadovaný tlak. Proto bylo nutné změnit program provozování turbogenerátoru tak, že sledoval tlak v hlavním kotli, při poklesu tlakových parametrů se turbína automaticky odepne od sítě a při stoupnutí se automaticky k síti přifazuje. I při tomto provozu byl prokázán kontrahovaný výkon 105 kW a to při tlaku páry na turbíně 8 bar.



Obrázek 26: Provozní informace Boral 5. 11. 2014. Zdroj:[6]



Obrázek 27: Provozní informace Boral 11.2.2015. Zdroj:[6]

13. Instalované turbíny

V této kapitole se nachází přehled dosud instalovaných a plánovaných náporových turbín a jejich základní parametry.

Místo	Třinec	Sicílie	Švýcarsko	Mariánské lázně
Průměr rotoru [mm]	200	900	1100	900
Jmenovité otáčky [1/min]	14000	3000	3000	3000
Médium	Pára	Pára	Pára	Pára
Vstupní tlak [bar]	10		11	12
Výstupní tlak [bar]	1		1	1
Průtok [kg/s]	0,1		1,5	0,8
Výkon [kW]	3,5	80	80+80	1000
Provoz	Získávání energie z páry vznikající při chlazení kontinuálním lití oceli	V montáži, redukce odpadního tepla ze solární elektrárny	Využití odpadního tepla při likvidaci odpadu z čistíren	Redukce, použití odpadní páry
Místo	Jeremenko	ČVUT Praha	Třinec	Třinec
Průměr rotoru [mm]	200	200	600	600
Jmenovité otáčky [1/min]	16000	16000	3000	3000
Médium	Vzduch	Vzduch	Vzduch	Pára
Vstupní tlak [bar]	7	3	7	16
Výstupní tlak [bar]	1	1	1	1
Průtok [kg/s]	0,1	0,02		0,4
Výkon [kW]	4,5	1	26	35

Tabulka 5 Seznam náporových turbín. Zdroj [6]

Místo	Karviná	Loštice	Púchov	Austrálie
Průměr rotoru [mm]	900	900	1100	1100
Jmenovité otáčky [1/min]	3000	3000	3000	3000
Médium	Pára	Pára	Pára	Pára
Vstupní tlak [bar]	9	12	18	10
Výstupní tlak [bar]	6	1	6	1
Průtok [kg/s]	1,9	1,2	2	
Výkon [kW]	100	140	200	100
Provoz	Redukce páry	Redukce tlaku	Technologie výroby pneumatik	Výroba dřeva
Místo	Janov	Janov	Nizozemsko	Polsko
Průměr rotoru [mm]	1100	1100	900	900
Jmenovité otáčky [1/min]	3000	3000	3000	3000
Médium	Pára	Pára	Pára	Pára
Výkon [kW]	80	80	60	60
Provoz	V montáži	V montáži	V montáži	V montáži
Místo	Maďarsko	Maďarsko		
Průměr rotoru [mm]	1100	1100		
Jmenovité otáčky [1/min]	3000	3000		
Médium	Pára	Pára		
Výkon [kW]	3*200	130		
Provoz	V montáži	V montáži		

Tabulka 6 Seznam náporových turbín. Zdroj [6]

Závěr

V této bakalářské práci jsem se zabývala současným stavem náporových turbín. Tyto turbíny s výkonem do 200 kW byly uvedeny na trh firmou GWRD s.r.o., která se v současné době zabývá jejich výrobou a vývojem. Konstrukce turbíny se liší od lopatkové turbíny nahrazením lopatek náporovými prvky. Díky této speciální konstrukci s náporovými prvky turbíny fungují v odlišném termodynamickém režimu.

Součástí práce je rozbor transformace energie v turbíně a vliv aerodynamického proudění na prvky. Turbína může pracovat ve dvou oblastech – podkritické a nadkritické v závislosti na poměru tlaků před a za dýzou. Práce se zabývá těmito dvěma oblastmi včetně transformace energie v dýze. Součástí je i rozbor silových poměrů na prvek turbíny a výkon turbínového kola.

Pracovní médium používaným v náporové turbíně je především pára, výhodou turbíny je možnost fungování i v oblasti mokré páry. Do budoucna je zvažován i výzkum použití turbíny s jinými pracovními médii (zemní plyn).

Po analýze turbín ve Veolia Karviná a v Continental Púchov jsem došla k závěru, že turbíny pracují s účinností mezi 50-60% a porovnávací účinnost turbíny se pohybuje mezi 45-55%. Výkon turbíny je závislý na vstupních parametrech média a v obou případech byly vstupní parametry kolísavé, což se projevilo na výkonu. Turbína ve Veolia Karviná ve sledovaném období nedosahovalo požadované jmenovitého výkonu, nicméně vstupní parametry páry nedosahovaly požadovaných kritérií. Turbína ve společnosti Continental Púchov místy dosahovala požadovaného výkonu rovněž v závislosti na vstupních parametrech.

Výhody turbíny je jednoduchá konstrukce bez převodovky, minimální údržba, možnost fungování i v oblasti mokré páry a rychlý náběh turbíny ze studeného stavu až na plný výkon během několika minut.

Nevýhodou turbíny je v současné době pomalý výzkum a vývoj, který brání k podrobnějšímu popisu turbíny a jejího fungování. Další nevýhodou turbíny je poškození náporových prvků při průniku vody do turbíny přestřikem z kotle. Tento případ může nastat například poruchou v odvodňovači a proto je nutné elektronické hlídání. Další nevýhodou je neuspokojivé řešení ucpávky páry mezi turbínou a generátorem.

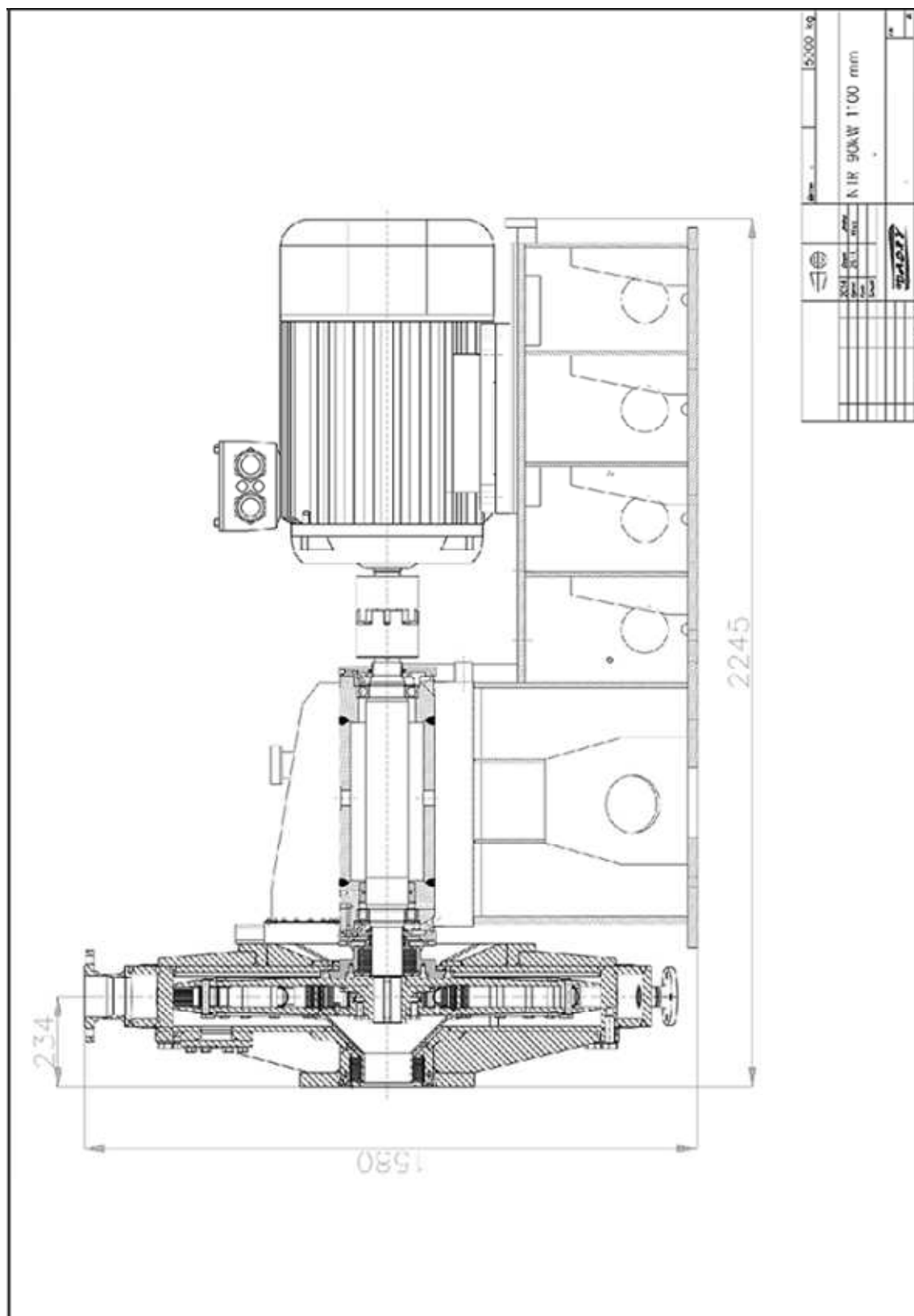
Výsledkem analýzy těchto turbín je ucelený přehled o problematice náporových turbín v závislosti na současných znalostech z provozu. Z práce vyplývá, že turbíny jsou díky své technologické nenáročnosti a univerzálnosti vhodné do podmínek, které by pro lopatkové turbíny byly nevhodné na provoz ať už z technologického tak ekonomického hlediska.

Seznam použité literatury:

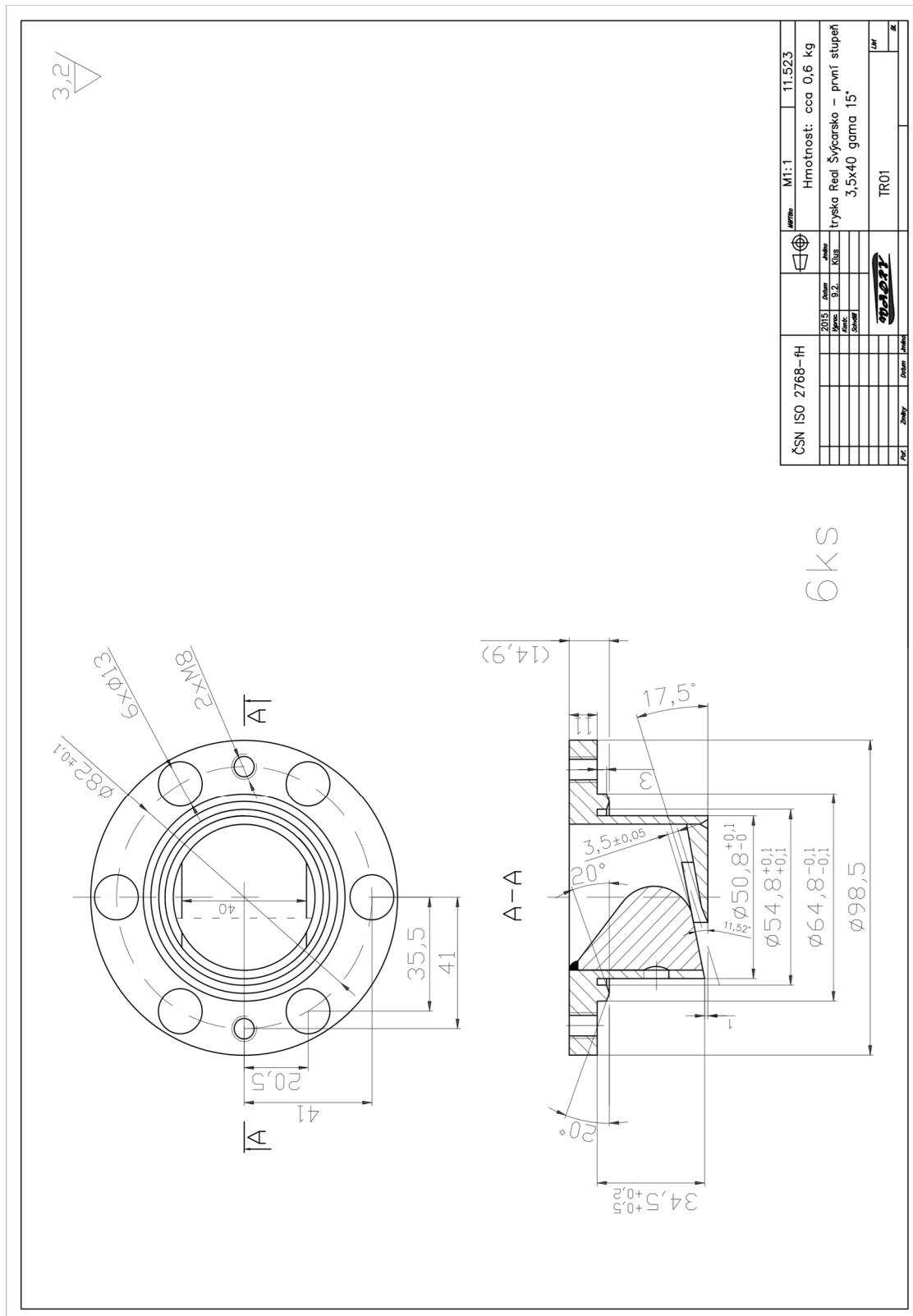
- [1] Vynálezci a objevitelé v oblaku páry!. In: *21. století* [online]. 2006 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://21stoleti.cz/2006/12/19/vynalezci-a-objevitele-v-oblaku-pary/>
- [2] Muzeum Starých Strojů. *Stare Stroje* [online]. 2009 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.starestroje.cz/>
- [3] Steam turbine: History. In: *Pacific Turbines* [online]. 2010 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://pacificturbines.com/History.pdf>
- [4] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič a Boris Michajlovič TROJANOVSKIJ. *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín : příručka pro vysoké školy technického směru*. 1. vyd. Překlad Luděk Bělík, Jan Vileta. Praha: SNTL, 1983, 2 sv.
- [5] DUBBEL, Heinrich. *Inženýrská příručka pro stavbu strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1961, 2 sv. Řada strojírenské literatury.
- [6] GWRD s.r.o., Firemní materiály
- [7] Informace o vývoji a provozu náporové turbíny. [online]. 2012, s. 6
Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2011/GWRD.pdf>
- [8] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968, 544 s. Řada strojírenské literatury.
- [9] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie: Tabulky a nomogramy. VUT V BRNĚ, FSI, Energetický ústav. *Transformační technologie* [online]. Brno, 2015 [cit. 2015-05-02]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/tabulky-a-nomogramy-pro-energetiky.html>
- [11] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.
- [12] Oxid siřičitý. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2015 [cit. 2015-05-02]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Oxid_si%C5%99i%C4%8Dit%C3%BD

- [13] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973, 536 s.
- [14] NOŽIČKA, Jiří. *Dynamika plynů*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005, 155 s. ISBN 80-01-03300-7.
- [15] SCHMIRLER, M. a H. NETŘEBSKÁ. *Experimental investigation of the flow near the ram element in the brush turbine* [online]. ČVUT, 2014 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.epj-conferences.org/>. Research Paper, Studie. ČVUT.
- [16] BADE .., Hrsg.: Robert Gasch ... Verf.: P... *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. 5., bearb. u. erg. Aufl. Wiesbaden: Teubner, 2007. ISBN 3835101366.
- [17] BORGNAKKE, C a Richard Edwin SONNTAG. *Fundamentals of thermodynamics*. 7th ed., international student version, SI version. Hoboken: Wiley, c2009, xvii, 777 s. ISBN 978-0-470-17157-8.
- [18] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [19] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1980, 281 s. Učební texty vysokých škol.

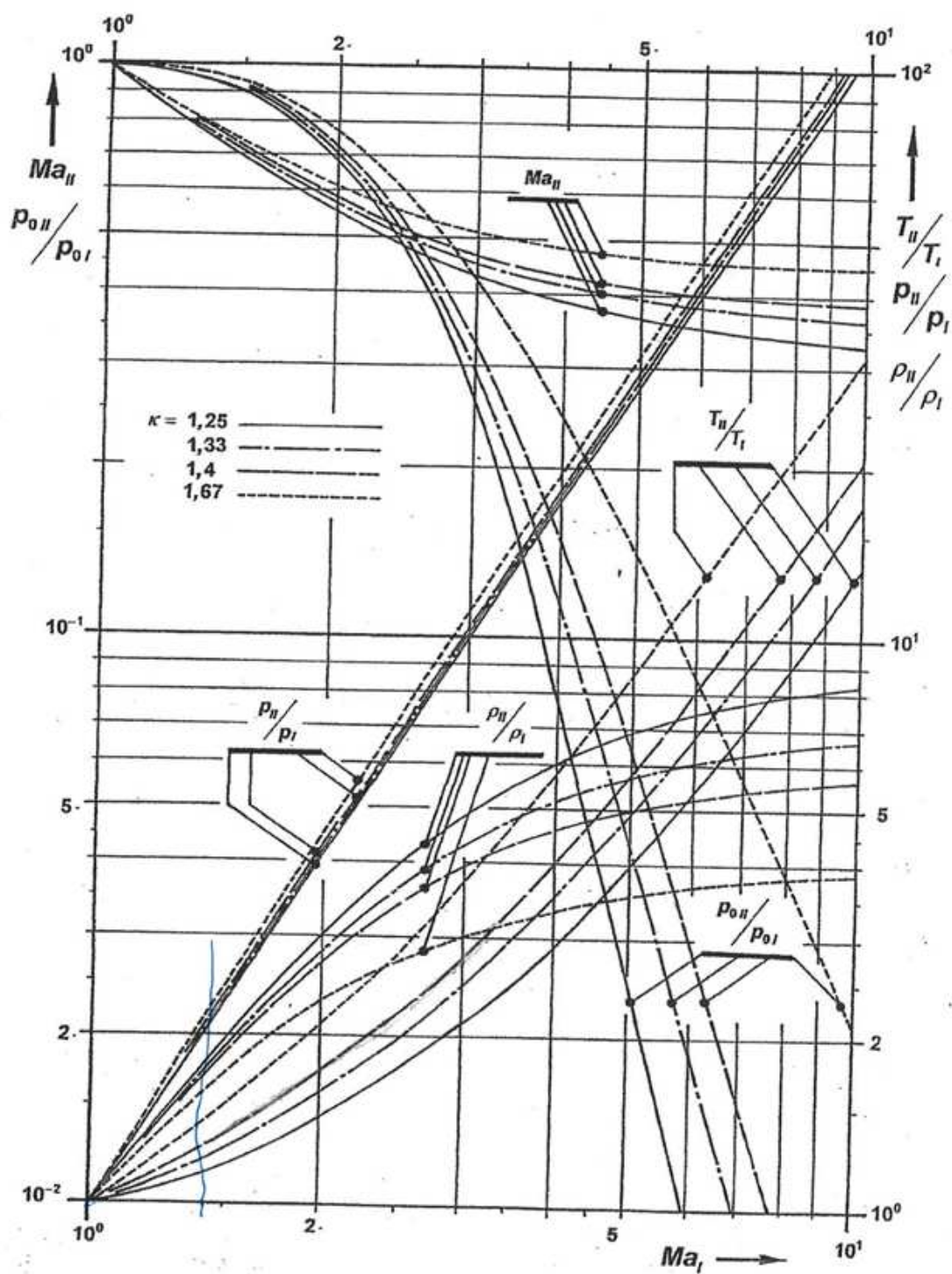
Přílohy:



Příloha 1: Sestava turbíny. Zdroj:[6]



Příloha 3: Dílenský výkres trysky. Zdroj:[6]



Obr. 2,2 - 2. Vztah mezi stavem před (index I) a za (index II) kolmou rázovou vlnou v ideálním plynu

Tab. 2,2 -1. Kolmá rázová vlna

 $\kappa = 1,40$

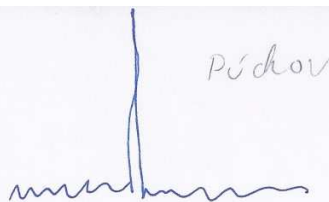
Ma_1	Ma_2	p_2/p_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	P_{O2}/P_{O1}	Ma_1	Ma_2	p_2/p_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	P_{O2}/P_{O1}
1,00	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,50	0,7011	2,4583	1,8621	1,3202	0,9298
1,01	0,9901	1,0235	1,0167	1,0066	1,0000	1,51	0,6976	2,4935	1,8792	1,3269	0,9266
1,02	0,9805	1,0471	1,0334	1,0132	1,0000	1,52	0,6941	2,5288	1,8963	1,3336	0,9233
1,03	0,9712	1,0711	1,0502	1,0198	1,0000	1,53	0,6907	2,5644	1,9133	1,3403	0,9200
1,04	0,9620	1,0952	1,0671	1,0263	0,9999	1,54	0,6874	2,6002	1,9303	1,3470	0,9166
1,05	0,9531	1,1196	1,0840	1,0328	0,9999	1,55	0,6841	2,6363	1,9473	1,3538	0,9132
1,06	0,9444	1,1442	1,1009	1,0393	0,9998	1,56	0,6809	2,6725	1,9643	1,3606	0,9097
1,07	0,9360	1,1691	1,1179	1,0458	0,9996	1,57	0,6777	2,7091	1,9812	1,3674	0,9062
1,08	0,9277	1,1941	1,1349	1,0522	0,9994	1,58	0,6746	2,7458	1,9981	1,3742	0,9026
1,09	0,9196	1,2195	1,1520	1,0586	0,9992	1,59	0,6715	2,7828	2,0149	1,3811	0,8989
1,10	0,9118	1,2450	1,1691	1,0649	0,9989	1,60	0,6684	2,8200	2,0317	1,3880	0,8952
1,11	0,9041	1,2708	1,1862	1,0713	0,9986	1,61	0,6655	2,8575	2,0485	1,3949	0,8915
1,12	0,8966	1,2968	1,2034	1,0776	0,9982	1,62	0,6625	2,8951	2,0653	1,4018	0,8877
1,13	0,8892	1,3231	1,2206	1,0840	0,9978	1,63	0,6596	2,9331	2,0820	1,4088	0,8838
1,14	0,8820	1,3495	1,2378	1,0903	0,9973	1,64	0,6568	2,9712	2,0988	1,4158	0,8799
1,15	0,8750	1,3763	1,2550	1,0966	0,9967	1,65	0,6540	3,0096	2,1152	1,4228	0,8760
1,16	0,8682	1,4032	1,2723	1,1029	0,9961	1,66	0,6512	3,0482	2,1318	1,4299	0,8720
1,17	0,8615	1,4304	1,2896	1,1092	0,9953	1,67	0,6485	3,0871	2,1484	1,4369	0,8680
1,18	0,8549	1,4578	1,3069	1,1154	0,9946	1,68	0,6458	3,1261	2,1649	1,4440	0,8639
1,19	0,8485	1,4855	1,3243	1,1217	0,9937	1,69	0,6431	3,1655	2,1813	1,4512	0,8599
1,20	0,8422	1,5133	1,3416	1,1280	0,9928	1,70	0,6405	3,2050	2,1977	1,4583	0,8557
1,21	0,8360	1,5415	1,3590	1,1343	0,9918	1,71	0,6380	3,2448	2,2141	1,4655	0,8516
1,22	0,8300	1,5698	1,3764	1,1405	0,9907	1,72	0,6355	3,2848	2,2304	1,4727	0,8474
1,23	0,8241	1,5984	1,3938	1,1468	0,9896	1,73	0,6330	3,3251	2,2467	1,4800	0,8431
1,24	0,8183	1,6272	1,4112	1,1531	0,9884	1,74	0,6305	3,3655	2,2629	1,4873	0,8389
1,25	0,8126	1,6563	1,4286	1,1594	0,9871	1,75	0,6281	3,4063	2,2791	1,4946	0,8346
1,26	0,8071	1,6855	1,4460	1,1657	0,9857	1,76	0,6257	3,4472	2,2952	1,5019	0,8302
1,27	0,8016	1,7151	1,4634	1,1720	0,9842	1,77	0,6234	3,4884	2,3113	1,5093	0,8259
1,28	0,7963	1,7448	1,4808	1,1783	0,9827	1,78	0,6210	3,5298	2,3273	1,5167	0,8215
1,29	0,7911	1,7748	1,4983	1,1846	0,9811	1,79	0,6188	3,5715	2,3433	1,5241	0,8171
1,30	0,7860	1,8050	1,5157	1,1909	0,9794	1,80	0,6165	3,6133	2,3592	1,5316	0,8127
1,31	0,7809	1,8355	1,5331	1,1972	0,9776	1,81	0,6143	3,6555	2,3751	1,5391	0,8082
1,32	0,7760	1,8661	1,5505	1,2035	0,9758	1,82	0,6121	3,6978	2,3909	1,5466	0,8038
1,33	0,7712	1,8971	1,5680	1,2099	0,9738	1,83	0,6099	3,7404	2,4067	1,5541	0,7993
1,34	0,7664	1,9282	1,5854	1,2162	0,9718	1,84	0,6078	3,7832	2,4224	1,5617	0,7948
1,35	0,7618	1,9596	1,6028	1,2226	0,9697	1,85	0,6057	3,8263	2,4381	1,5693	0,7902
1,36	0,7572	1,9912	1,6202	1,2290	0,9676	1,86	0,6036	3,8695	2,4537	1,5770	0,7857
1,37	0,7527	2,0231	1,6376	1,2354	0,9653	1,87	0,6016	3,9131	2,4693	1,5847	0,7811
1,38	0,7483	2,0551	1,6549	1,2418	0,9630	1,88	0,5996	3,9568	2,4848	1,5924	0,7765
1,39	0,7440	2,0875	1,6723	1,2482	0,9607	1,89	0,5976	4,0008	2,5003	1,6001	0,7720
1,40	0,7397	2,1200	1,6897	1,2547	0,9582	1,90	0,5956	4,0450	2,5157	1,6079	0,7674
1,41	0,7355	2,1528	1,7070	1,2612	0,9557	1,91	0,5937	4,0895	2,5310	1,6157	0,7627
1,42	0,7314	2,1858	1,7243	1,2676	0,9531	1,92	0,5918	4,1341	2,5463	1,6236	0,7581
1,43	0,7274	2,2191	1,7416	1,2741	0,9504	1,93	0,5899	4,1791	2,5616	1,6314	0,7535
1,44	0,7235	2,2525	1,7589	1,2807	0,9476	1,94	0,5880	4,2242	2,5767	1,6394	0,7488
1,45	0,7196	2,2863	1,7761	1,2872	0,9448	1,95	0,5862	4,2696	2,5919	1,6473	0,7442
1,46	0,7157	2,3202	1,7934	1,2938	0,9420	1,96	0,5844	4,3152	2,6069	1,6553	0,7395
1,47	0,7120	2,3544	1,8106	1,3003	0,9390	1,97	0,5826	4,3611	2,6220	1,6633	0,7349
1,48	0,7083	2,3888	1,8278	1,3069	0,9360	1,98	0,5808	4,4071	2,6369	1,6713	0,7302
1,49	0,7047	2,4235	1,8449	1,3136	0,9329	1,99	0,5791	4,4535	2,6518	1,6794	0,7255

Příloha 5: Tabulka kolmá rázová vlna. Zdroj:[14]

Podklady k Dálkové Karvině

c	Description	MinRaw	MaxRaw	Unit	MinEU	MaxEU
TKT007T7L BG10AA02M1C	Poloha reg. ven. RV1	0	100 %		0	100
TKT007T7L BG10CF901	KOR.P.PARY DO TG7	0	10 t/h		0	10
TKT007T7L BG10CP001	P vstupní páry do turbíny	0	2 MPa		0	2
TKT007T7L BG10CT001	T vstupní páry do turbíny	0	350 °C		0	350
TKT007T7L BG20CP001	P vstupní páry z turbíny	0	2 MPa		0	2
TKT007T7L BG20CT001	T vstupní páry z turbíny	0	350 °C		0	350
TKT007T7MKA10CE201	Akt. činný výkon	-50	150 kW		-50	150

DateTime	Poloha reg. ven. RV1	KOR.P.PARY DO TG7	P vstupní páry do turbíny	T vstupní páry do turbíny	P vstupní páry z turbíny	T vstupní páry z turbíny	Akt. činný výkon
01 Jun 2014 00:00:00:000	70,1535873413	6,893163681	0,9054663777	253,889175415	0,5003892779	221,6906280518	70,0557556152
01 Jun 2014 00:01:00:000	70,1630249023	7,061858654	0,9082974792	253,9646606445	0,4796282351	221,4641265869	77,477355957
01 Jun 2014 00:02:00:000	70,1630249023	6,9184060097	0,9092411399	254,0024108887	0,5079388022	221,0489044189	69,8861236572
01 Jun 2014 00:03:00:000	70,1535873413	6,8367342949	0,9071117784	254,077911377	0,5131289959	222,0303497314	67,1295013428
01 Jun 2014 00:04:00:000	70,1535873413	7,0206770897	0,9057022929	254,0401763916	0,4791564047	222,3700714111	76,841217041
01 Jun 2014 00:05:00:000	70,1535873413	7,1661629677	0,9035790563	254,0024108887	0,4473070204	221,2376556396	84,9413757324
01 Jun 2014 00:06:00:000	70,1441497803	7,1828694344	0,904522717	253,9269256592	0,4451836646	219,3502960205	85,9167938232
01 Jun 2014 00:07:00:000	70,1535873413	7,0665125847	0,9080614448	253,9269256592	0,4772689939	218,7463226318	78,0286865234
01 Jun 2014 00:08:00:000	70,1347122192	6,8548355103	0,9078255892	254,0024108887	0,5105339289	219,8787384033	69,1227416992
01 Jun 2014 00:09:00:000	70,1158370972	6,8929867744	0,9068818092	254,077911377	0,5048718452	221,5773773193	69,2499694824
01 Jun 2014 00:10:00:000	70,1252746582	6,9451828003	0,9075896144	254,1533966064	0,4975582659	221,7661132813	72,6002960205
01 Jun 2014 00:11:00:000	70,1064071655	6,9199991226	0,9059381485	254,1533966064	0,4975582659	221,7283782959	71,2431945801
01 Jun 2014 00:12:00:000	70,1252746582	6,9357571602	0,9026352763	254,1533966064	0,4881213605	221,6528625488	73,3212585449
01 Jun 2014 00:13:00:000	70,1252746582	7,0787386894	0,9021634459	254,0401763916	0,4640574157	220,8979187012	80,0218963623
01 Jun 2014 00:14:00:000	70,1252746582	7,1473498344	0,9042866826	253,889175415	0,451081723	219,7277526855	84,2628479004
01 Jun 2014 00:15:00:000	70,1064071655	7,1272311211	0,9054663777	253,7381896973	0,4591030777	219,0105438232	82,1847991943
01 Jun 2014 00:16:00:000	70,1064071655	7,0777363777	0,9078255892	253,6249389648	0,4815156162	218,8595581055	78,1135101318
01 Jun 2014 00:17:00:000	70,0875320435	6,7804384232	0,910656631	253,5872039795	0,5284639597	220,2939758301	64,2881011963
01 Jun 2014 00:18:00:000	70,0780944824	6,8022527695	0,910656631	253,5872039795	0,5251610279	221,5773773193	65,1362915039
01 Jun 2014 00:19:00:000	70,0780944824	6,9551529884	0,9075896144	253,5494537354	0,4975582659	222,2190856934	73,0243988037



DATA_PLC_DEN(1).csv(2)

Record	Date	UTCTime	t1	t2	p1	p2	Vibr	P	kVA	Q
6352	2.4.2014	5:54:00	254	212	12923	6315	2150	91	5653	
6353	2.4.2014	5:54:30	252	214	12776	6335	2123	88	5600	
6354	2.4.2014	5:55:00	251	215	12656	6393	2101	84	5557	
6355	2.4.2014	5:55:30	250	216	12812	6520	1985	84	5626	
6356	2.4.2014	5:56:00	250	217	12737	5504	2086	105	5597	
6357	2.4.2014	5:56:30	250	215	4819	4166	1995	1	5577	
6358	2.4.2014	5:57:00	249	213	4605	4053	1524	0	5577	
6359	2.4.2014	5:57:30	248	213	4601	4096	850	0	5577	
6360	2.4.2014	5:58:00	247	212	4650	4179	250	0	5577	
6361	2.4.2014	5:58:30	246	211	4686	4244	187	0	5577	
6362	2.4.2014	5:59:00	244	210	4728	4306	150	0	5577	
6363	2.4.2014	5:59:30	243	208	4765	4354	173	0	5577	
6364	2.4.2014	6:00:00	241	207	4815	4417	132	0	5577	
6365	2.4.2014	6:00:30	240	206	4842	4450	116	0	5577	
6366	2.4.2014	6:01:00	238	205	4863	4479	123	0	5577	
6367	2.4.2014	6:01:30	236	204	4870	4495	99	0	5577	
6368	2.4.2014	6:02:00	235	204	4889	4517	145	0	5577	
6369	2.4.2014	6:05:30	231	212	6039	5065	122	0	0	
6370	2.4.2014	6:06:00	233	215	6209	5081	176	0	0	
6371	2.4.2014	6:06:30	234	217	6578	5134	194	0	0	
6372	2.4.2014	6:07:00	236	218	6985	5189	306	0	0	
6373	2.4.2014	6:07:30	237	218	7626	5198	1044	0	0	
6374	2.4.2014	6:08:00	239	218	7959	5176	1618	0	0	
6375	2.4.2014	6:08:30	241	215	17260	5844	2410	161	7504	- 4%
6376	2.4.2014	6:09:00	248	210	17435	5718	2455	165	7526	
6377	2.4.2014	6:09:30	252	208	17444	5597	2590	167	7499	
6378	2.4.2014	6:10:00	254	206	17355	5481	2614	169	7448	
6379	2.4.2014	6:10:30	255	205	17258	5369	2623	170	7406	
6380	2.4.2014	6:11:00	255	204	17825	5315	2655	179	7626	
6381	2.4.2014	6:11:30	256	204	18005	5271	2617	186	7702	
6382	2.4.2014	6:12:00	256	203	18057	5242	2637	186	7719	
6383	2.4.2014	6:12:30	257	203	18143	5240	2825	188	7750	
6384	2.4.2014	6:13:00	257	203	18180	5218	2695	188	7764	
6385	2.4.2014	6:13:30	257	203	18219	5179	2849	190	7773	
6386	2.4.2014	6:14:00	258	203	18382	5203	2808	196	7842	
6387	2.4.2014	6:14:30	258	203	18382	5203	2870	194	7840	
6388	2.4.2014	6:15:00	258	203	18473	5188	2880	197	7878	
6389	2.4.2014	6:15:30	258	203	18548	5182	2866	199	7902	
6390	2.4.2014	6:16:00	258	203	18671	5186	2980	202	7950	
6391	2.4.2014	6:16:30	259	203	18726	5138	2880	200	7971	- 2,2 kg/sec 90 kW/kg
6392	2.4.2014	6:17:00	259	203	18818	5156	2898	201	8007	
6393	2.4.2014	6:17:30	259	203	18586	5178	2974	200	7916	
6394	2.4.2014	6:18:00	259	203	18719	5159	3066	204	7969	

Seznam tabulek

Tabulka 1: Kolmá rázová vlna pro $\kappa=1,4$. Zdroj:[14]	28
Tabulka 2: Výsledky měření Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]	37
Tabulka 3: Výsledky měření Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]	37
Tabulka 4: Výsledky měření Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]	41
Tabulka 5 Seznam náporových turbín. Zdroj [6].....	47
Tabulka 6 Seznam náporových turbín. Zdroj [6].....	48

Seznam obrázků

Obrázek 1 Radiální protiběžná turbína bratrů Ljungstromů, Zdroj:[5]	11
Obrázek 2: Sestava náporové turbíny, Zdroj: [6]	12
Obrázek 3: Segmenty s náporovými prvky, Zdroj: [6].....	13
Obrázek 5: Turbína po pěti letech provozu. Zdroj: [6]	14
Obrázek 4: Prvky turbíny po pěti letech provoz., Zdroj: [6]	14
Obrázek 7: Rázová vlna. Zdroj: [7]	15
Obrázek 6: Rázová vlna působící na řadu náporových prvků. Zdroj: [7].....	15
Obrázek 9 Rychlostní trojúhelník axiálního stupně Zdroj:[8]	16
Obrázek 8 i-s digram lopatkové turbíny pro 1 stupeň Zdroj:[8].....	16
Obrázek 10: Transformace energie v náporové turbíně Zdroj:[Vlastní]	17
Obrázek 11: i-s digram vodní páry Zdroj: [8].....	19
Obrázek 12: Průřez S1, Zdroj:[Vlastní]	23
Obrázek 13: Průřez S2 Zdroj:[Vlastní]	24
Obrázek 14:Úhel trysky Zdroj: [Vlastní].....	25
Obrázek 15 Zdroj: [Vlastní].....	25
Obrázek 16: Návrh trysky Zdroj:[Vlastní].....	25
Obrázek 17: Půdorys vytékajícího paprsku. Zdroj: [15].....	26
Obrázek 18: Bokorys vytékajícího paprsku. Zdroj:[15]	26
Obrázek 19: Schlierenovo zařízení. Zdroj:[15]	26
Obrázek 22: Rázová vlna okolo náporového prvku. Zdroj:[15]	30
Obrázek 21: Síla působící na jednotlivá uspořádání prvků. Zdroj:[15].....	30
Obrázek 20: Variace rozložení náporových prvků. Zdroj: [15].....	30
Obrázek 23: Turbína ve Veolia Karviná, Zdroj:[6]	33
Obrázek 24: Výpočet v programu EES, Zdroj:[Vlastní]	34
Obrázek 25: Turbína Continental Púchov, Zdroj:[6].....	40
Obrázek 26: Provozní informace Boral 5.11.2014, Zdroj:[6].....	45
Obrázek 27: Provozní informace Boral 11.2.2015, Zdroj:[6].....	46

Seznam grafů

Graf 1 Závislost výkonu turbíny na průtoku Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]	38
Graf 3 Závislost účinnosti na výkonu turbíny Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]	39
Graf 2 Závislost účinnosti turbíny na průtoku Veolia Karviná. Zdroj [Vlastní]	39
Graf 5 Závislost účinnosti turbíny na průtoku Continental Púchov. Zdroj [Vlastní].	42
Graf 4 Závislost výkonu turbíny na průtoku Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]	42
Graf 6 Závislost účinnosti na výkonu turbíny Continental Púchov. Zdroj [Vlastní]	43

Seznam příloh

Příloha 1: Sestava turbíny. Zdroj:[6]	52
Příloha 2: Segment s náporovými prvky. Zdroj:[6]	53
Příloha 3: Dílenský výkres trysky. Zdroj:[6]	54
Příloha 4: Machovo číslo – odvození. Zdroj:[14]	55
Příloha 5: Tabulka kolmá rázová vlna. Zdroj:[14]	56
Příloha 6 Data z Velínu Veolia Karviná. Zdroj:[6]	57
Příloha 7 Data z Velínu Continental Púchov. Zdroj:[6]	58